

Zylinderindividuelle Regelung des Gaszustands bei Pkw-Dieselmotoren

Von der Fakultät für Elektrotechnik, Informationstechnik, Physik
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Clemens Ludwig Knippschild
aus (Geburtsort): Dresden

eingereicht am: 28. Januar 2011

mündliche Prüfung am: 12. Juli 2011

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher
Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts

2011

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich diese Dissertation ohne fremde Hilfe verfasst, mich anderer als der von mir angegebenen Hilfsmittel nicht bedient und das Thema nicht bereits im Rahmen einer früheren Prüfung schriftlich bearbeitet habe. Diese Versicherung gilt auch für Zeichnungen, Skizzen und bildliche Darstellungen.

Clemens Ludwig Knippschild

Wolfsburg, 24. Januar 2011

Vorwort und Danksagung

Vor dem Hintergrund zukünftiger Abgasgrenzwerte und der weltweiten Diskussion über Klimawandel und Ressourcenverknappung ist es erforderlich, die Technologie des Dieselmotors weiter zu optimieren. Großes Potenzial bieten dabei moderne Steuerungs- und Regelungsalgorithmen zur Darstellung alternativer Brennverfahren im transienten Motorbetrieb. Die vorliegende Arbeit liefert zu diesem Fortschritt einen wissenschaftlichen Beitrag und zeigt das Ergebnis meiner Tätigkeit in der Konzernantriebsforschung der Volkswagen AG.

Mein besonderer Dank gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher, Leiter des Instituts für Regelungstechnik, für sein Interesse an dieser Arbeit und die wissenschaftliche Betreuung sowie für die eingeräumten Freiräume während der Entwicklungsphase. Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen, danke ich ebenfalls für sein Interesse und für die Übernahme des zweiten Referats. Unsere Konsultationen und fachlichen Diskussionen auf den Gebieten der Regelungs- und Motorentechnik haben mir stets viel Freude bereitet und zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Johannes Zentner danke ich für den Vorsitz der Promotionskommission.

Meinem Betreuer, Dr.-Ing. Hans-Georg Nitzke, danke ich für seine hervorragende Unterstützung sowie die vielseitigen Anregungen und Diskussionen. Ich danke ihm auch für die Freiheiten und die Möglichkeit, meine Ideen eigenständig umzusetzen.

Des Weiteren danke ich Herrn Dr.-Ing. Michael Henn für die sehr guten Rahmenbedingungen während meiner Arbeit in seiner Abteilung. Herzlich möchte ich mich auch bei meinen Kollegen im Team und in der Abteilung für das sehr angenehme Klima sowie ihre persönliche Hilfsbereitschaft bedanken. Ich werde noch öfter an diese Zeit zurückdenken. Für die außerordentliche Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen bei den Motorversuchen danke ich den Herren Dipl.-Ing. Christian Heimermann und Dipl.-Ing. Marcel Wiegel.

Diese Danksagung wäre unvollständig, ohne einen ganz besonderen Dank meinen Eltern auszusprechen, die meine Interessen stets förderten und mich während meines Studiums und darüber hinaus in jeglicher Hinsicht unterstützten. Zu guter Letzt gehört mein herzlicher Dank meiner Frau für ihre Unterstützung und das entgegengebrachte Verständnis während meiner Promotion.

Kurzfassung

Zylinderindividuelle Regelung des Gaszustands bei Pkw-Dieselmotoren

Ein vielversprechender Ansatz für die Optimierung des Dieselmotors ist der Einsatz alternativer Brennverfahren. Zur Darstellung dieser Brennverfahren ist neben dem Einsatz neuartiger Aktorik und Sensorik eine konsequente Weiterentwicklung der Motorsteuerungsfunktionen erforderlich.

Der Schwerpunkt der vorliegenden Dissertation ist die Entwicklung eines ganzheitlichen Konzepts zur zylinderindividuellen Regelung des Gaszustands im Brennraum unter Einbindung aller Gassystemsteller. Dieses Konzept wird mit einer einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung kombiniert und in ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement integriert. Des Weiteren werden die wichtigsten Funktionalitäten einesnockenwellenlosen vollvariablen Ventiltriebs (VVT) zur dynamischen Gaszustandsbeeinflussung verwendet. Innerhalb der kaskadierten Regelungsstruktur werden in den Teilregelkreisen für das Gassystem modellbasierte Führungsgrößenvorsteuerungen und lineare PI-Regler zur Verbesserung des Folgeverhaltens eingesetzt. Über einen Zylinderkoordinator werden die Sollwerte für die Hauptführungsgrößen Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Brennraum zentral vorgegeben. Das Regelungssystem greift auf Informationen eines ebenfalls zylinderindividuellen Gaszustandsmodells zurück, welches auf Basis des Zylinderdrucks sowie externer Modell- und Sensorsignale die erforderlichen Größen berechnet.

Die serientauglichen Regelungs- und Modellansätze werden in einem Rapid-Prototyping-System umgesetzt und am Vollmotorprüfstand erprobt. Abschließend werden die Eignung der entwickelten Gassystemregelung zur Darstellung verschiedener Dieselmotorenverfahren im stationären und transienten Betrieb sowie die Potenziale im Hinblick auf die Rohemissionssenkung untersucht. Dabei zeigt sich, dass durch das neue Konzept der konventionelle und teilhomogene Dieselmotorbetrieb bei gleichzeitiger Reduktion von Stickoxid- und Rußemissionen im dynamischen Zyklus sicher betrieben werden kann.

Stichwörter:

Gaszustandsregelung, zylinderdruckbasiertes Motormanagement, vollvariabler Ventiltrieb, Dieselmotor

Abstract

Closed-Loop Control of In-Cylinder Gas Conditioning in Passenger Car Diesel Engines

An auspicious approach for the optimization of the Diesel engine is the application of alternative combustion techniques. In order to realize new combustion systems, besides novel actuators and sensors, a consequent development of engine control strategies is necessary.

The scope of this doctoral thesis is the development of an integrated concept for cylinder individual control of the gas condition inside the combustion chamber using internal and external gas system actuators. The concept is combined with an injection parameter based combustion control system and a part of a cylinder pressure based engine control management. Furthermore, the main functionalities of a camless Variable Valve Actuation system (VVA) are used for dynamical gas condition manipulation. Within the cascaded gas system control structure nonlinear model based feedforward and linear PI feedback controllers are applied. All setpoint values for the main control variables, gas mass and oxygen level inside the cylinders, are calculated centralized by the cylinder coordinator. In addition to the control system, a likewise cylinder individual mean value gas condition model is introduced to provide relevant control data. The model calculations are based on cylinder pressure signals as well as on external model and sensor signals.

The new serial production capable control strategy has been implemented within a Rapid-Prototyping-System and investigated on an engine test bench. Finally, the capability of the developed gas control system to stably applicate alternative combustion techniques during stationary and transient driving cycle, as well as the possibility to reduce exhaust emissions are evaluated.

Keywords:

gas conditioning control, cylinder pressure based engine management, camless variable valve actuation, diesel engine

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	2
1.2	Regelungstechnische Verfahren zur Motorsteuerung	4
1.3	Zielsetzung	5
1.4	Vorgehen	5
2	Vorausbetrachtungen und Konzeptentwicklung	7
2.1	Besonderheiten dieselmotorischer Brennverfahren	7
2.2	Steuerbarkeit dieselmotorischer Brennverfahren	11
2.3	Beurteilung bekannter Ansätze zur Steuerung neuer Dieselmotoren verfahren	13
2.4	Abgrenzung	17
2.5	Konzeption eines zylinderdruckbasierten Motormanagements	18
2.5.1	Wahl der Führungsgrößen zur Verbrennungssteuerung	19
2.5.2	Gesamtstruktur des zylinderdruckbasierten Motormanagements	27
3	Beschreibung des Entwicklungssystems	31
3.1	Versuchsträger	31
3.2	Konventionelle Motorsteuerung	33
3.2.1	Seriengassystemregelung	34
3.2.2	Verbrennungsregelung	37
3.3	Ventiltriebssystem	38
3.4	Entwicklungsumgebung	40
3.4.1	Prüfstandsmesstechnik und Steuergerätekonfiguration	41
3.4.2	Rapid-Prototyping-System	42
3.4.3	Echtzeit-Indiziersystem	43
3.4.4	Messdatenauswertung und Offline-Prozessanalyse	43
4	Modellierung des Gaszustands auf Basis des Zylinderdrucks	45
4.1	Einführung	45
4.2	Struktur des Gesamtmodells und Sensorkonfiguration	48

4.3	Brennraummodell	49
4.3.1	Gastemperatur im Brennraum	51
4.3.2	Restgasmasse im Brennraum	58
4.3.3	Interne Abgasrückführmasse	59
4.3.4	Gesamtgasmasse im Brennraum	61
4.3.5	Sauerstoffgehalt im Brennraum	65
4.4	Modellierung wichtiger Größen des externen Gassystems	70
4.4.1	Hochdruckabgasrückführmassenstrom	72
4.4.2	Niederdruckabgasrückführmassenstrom	73
4.4.3	Externe Abgasrückführrate	73
4.5	Validierung des zylinderdruckbasierten Gaszustandsmodells	75
4.5.1	Stationäre Ergebnisse am Motorprüfstand	75
4.5.2	Transienter Ergebnisse am Motorprüfstand	81
5	Strategie zur Regelung des Gaszustands im Zylinder	83
5.1	Einführung	83
5.2	Aufbau der Regelungsstruktur	85
5.3	Zylinderindividuelle Einstellung der Gasmasse im Brennraum	88
5.3.1	Funktionsblock „Vorsteuerung“	89
5.3.2	Funktionsblock „Zylinderindividueller Regler“	91
5.3.3	Funktionsblock „Saugrohrdruckregelung“	92
5.3.4	Funktionsblock „Ladedruckregelung“	93
5.3.5	Veranschaulichung des Funktionsprinzips der Gasmassenregelung	93
5.4	Zylinderindividuelle Einstellung des Sauerstoffgehalts im Brennraum	95
5.4.1	Funktionsblock „Vorsteuerung“	96
5.4.2	Funktionsblock „Zylinderindividueller Regler“	97
5.4.3	Funktionsblock „AGR-Koordinator“	98
5.4.4	Funktionsblock „Externe AGR-Regelung“	99
5.4.5	Funktionsblock „Interne AGR-Steuerung“	100
5.4.6	Funktionsblock „Restgassteuerung“	102
5.5	Steuerung der Ladungsbewegung	102
5.6	Koordination der Gaswechselventile	103
6	Konzepterprobung am Motorprüfstand	105
6.1	Untersuchung des Regelverhaltens	105
6.1.1	Konventionelle Dieselverbrennung	106
6.1.2	Brennverfahrenswechsel	111
6.1.3	Teilhomogene Dieselverbrennung	114

6.2	Untersuchung des Emissionsverhaltens	120
6.2.1	Konventionelle Dieselerbrennung	120
6.2.2	Teilhomoene Dieselerbrennung	122
6.2.3	Zyklusergebnisse	124
7	Zusammenfassung und Ausblick	127
	Literaturverzeichnis	XIII
	Symbolverzeichnis	XXI

1 Einleitung

Seine über einhundertjährige Erfolgsgeschichte beweist, dass der Dieselmotor eine der robustesten und effizientesten Antriebsquellen im fahrzeugtechnischen und industriellen Bereich darstellt. Aufgrund der momentanen weltweiten Markt- und Gesellschaftssituation kann prognostiziert werden, dass der Dieselmotor auch in den nächsten fünfzig Jahren als Primär- oder Sekundärantriebsquelle in stationären und mobilen Systemen zum Einsatz kommen wird. Jedoch werden sich die Rahmenbedingungen ändern. Getrieben von sich stetig verschärfenden Emissionsgrenzwerten für Dieselmotorneuzulassungen sowie gestiegenen Kundenanforderungen hinsichtlich Leistung, Komfort und Verbrauch, ist der Dieselmotor einer kontinuierlichen Weiterentwicklung unterzogen. Daher wird es auch in Zukunft in der Dieselmotorenforschung und -entwicklung spannend bleiben. Beweis dafür sind die zahlreichen Veröffentlichungen der verschiedenen Automobilhersteller und Zulieferfirmen sowie der universitären und industriellen Forschungseinrichtungen zu bestehenden Entwicklungsarbeiten.

In den letzten zehn Jahren wurde besonders intensiv an der Weiterentwicklung des dieselmotorischen Brennverfahrens mit dem Ziel der Rohemissionssenkung und an Methoden zur Abgasnachbehandlung gearbeitet. Anreiz dafür ist einerseits eine Selbstverpflichtung der Automobilhersteller und die andererseits strenger werden- den Emissionsgesetzgebungen (Abbildung 1.1). Im Fokus der Schadstoffbegrenzung stehen vor allem der Ausstoß von Stickoxidemissionen und Rußpartikeln. Die innermotorische Reduktion beider Schadstoffe führt mit dem aktuellen Seriidieselmotorenverfahren unweigerlich zu einem Zielkonflikt, welcher in Abbildung 1.1 dargestellt ist. Aus heutiger Sicht sind zwei Lösungswege zielführend: zum einen die kombinierte Reduktion von Stickoxiden und Rußpartikeln mit Hilfe eines im Motorkennfeld optimierten Brennverfahrens oder zum zweiten die Abgasnachbehandlung durch Dieselpartikelfilter (DPF) und Stickoxiddkatalysator (DeNOx). In der Praxis wird eine kombinierte inner- und außermotorische Lösung angestrebt.

Abgasnachbehandlungssysteme bieten zwar den Vorteil eines hohen Konvertierungsgrades, haben jedoch aufgrund der systematischen Anforderungen den Nachteil des höheren Kraftstoffverbrauchs und hoher Bauteil- und Integrationskosten [43]. Pri-

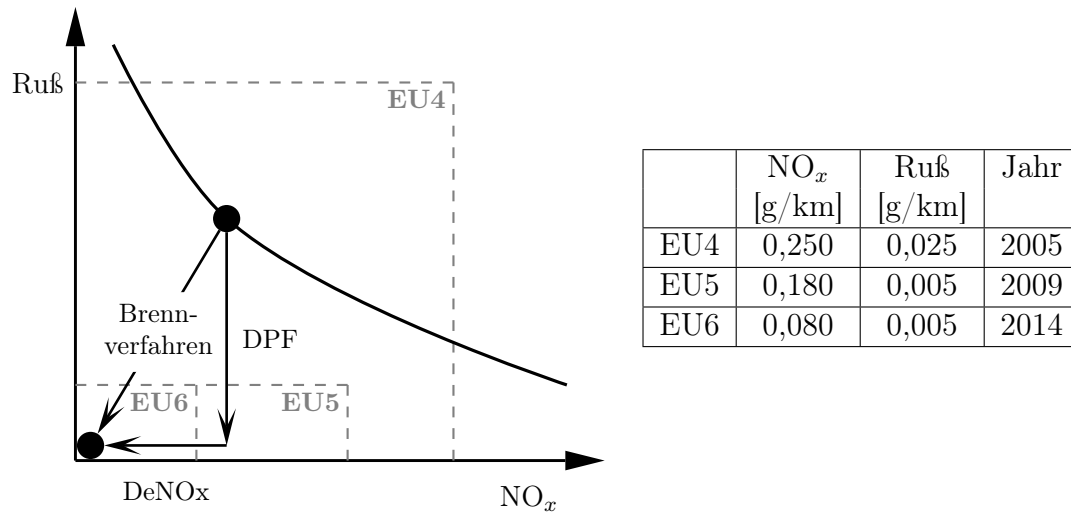


Abbildung 1.1: Darstellung möglicher Reduktionsmethoden im Ruß/NO_x-Zielkonflikt und Entwicklung der Emissionsgrenzwerte

mär steht daher die Optimierung des Brennverfahrens im Vordergrund. Stellgrößen zur Optimierung des Brennverfahrens sind einerseits feste Parameter wie Brennraum-, Kolbenmulden- und Kanalgeometrien sowie das geometrische Verdichtungsverhältnis. Weiterhin bietet die Düsengeometrie des Injektors Optimierungspotenzial. Variable Parameter während des Motorbetriebs sind der Gaszustand im Brennraum und die Einspritzcharakteristik. Zusätzlich ist es sinnvoll, die Eigenschaften des Kraftstoffs an die neuen Brennverfahren anzupassen.

Der Gaszustand im Brennraum ist maßgeblich über die Ladungsdichte, Ladungszusammensetzung und Ladungsbewegung definiert, und wird mit Hilfe der Gassystemsteller gesteuert. Die Einspritzcharakteristik ist gekennzeichnet durch die einzuspritzende Kraftstoffmenge, die Anzahl der Einspritzungen pro Arbeitsspiel, den Einspritzzeitpunkt und Einspritzdruck sowie durch den zeitlichen Verlauf der einzelnen Einspritzungen. Entscheidend für die Qualität des Dieselmotorkraftstoffs ist sein Temperaturzustand zum Zeitpunkt der Einspritzung sowie die Höhe der Cetanzahl¹ und der Anteil an Schwefelverbindungen [75].

1.1 Problemstellung

Einen erheblichen Anteil an der Brennverfahrensoptimierung besitzen moderne Steuerungs- und Regelungsalgorithmen, die auf Basis von Sensor- und Modellgrößen die für die aktuelle Betriebsstrategie richtigen Stellgrößenwerte berechnen, beobachten

¹Die Cetanzahl ist ein Maß für die Zündwilligkeit des Kraftstoffs.

und einregeln. Dabei sind stationäre und dynamische Eingriffe gleichermaßen von Bedeutung. Welches Potenzial regelungstechnische Funktionen in Kombination mit schnellen Gassystem- und Einspritzstellern zur Emissionssenkung bieten, soll mit Hilfe von Abbildung 1.2 verdeutlicht werden.

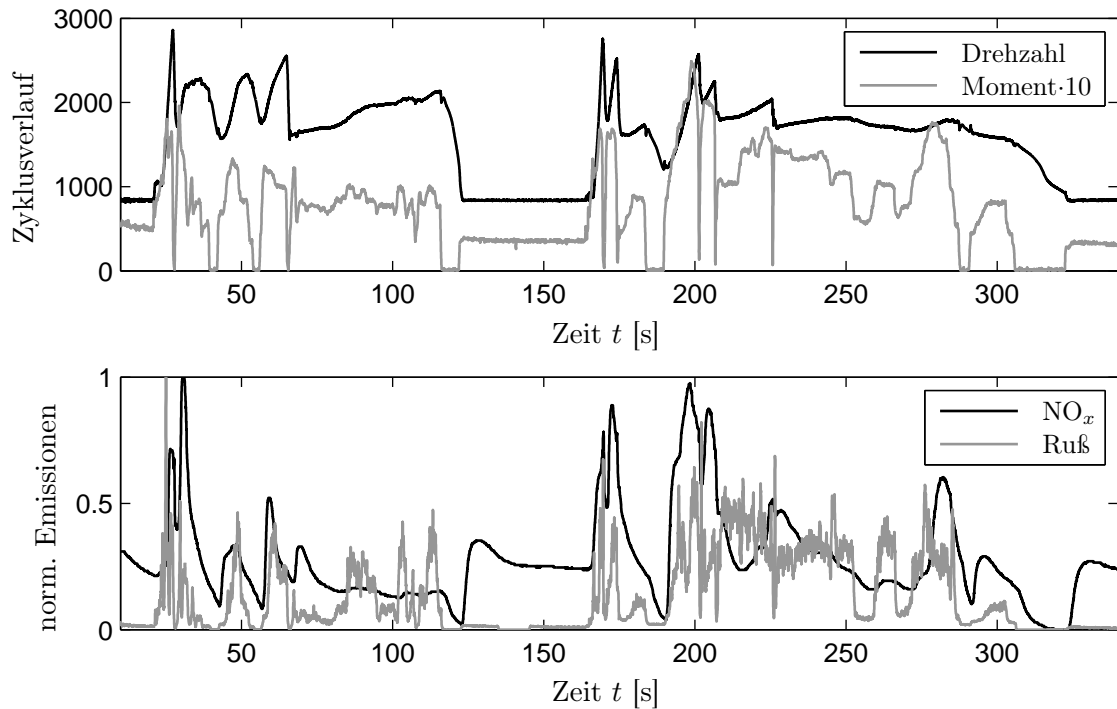


Abbildung 1.2: Verteilung der normierten Stickoxid- und Rußemissionen eines aktuellen Seriendieselmotors im dynamischen Zyklus

Dargestellt sind im oberen Diagramm die gefahrenen Verläufe für Drehzahl und indiziertes Sollmoment. Der Zyklusausschnitt beinhaltet Konstant-, Beschleunigungs- und Schubphasen. Im unteren Diagramm sind die normierten Verläufe der Stickoxid- und Rußemissionen (Opazität) im Abgaskrümmer eines aktuellen Seriendieselmotors für diesen Zyklus dargestellt. Es ist ersichtlich, dass ein erheblicher Anteil der Schadstoffe während dynamischer Betriebsphasen und im höherlastigen Stationärbetrieb emittiert werden. Die dynamischen Nachteile ergeben sich zum einen aus sich rasch ändernden Gas- und Verbrennungszuständen im Motor und zum anderen aus der Reaktionsträgheit des Gassystempfades. Dies äußert sich beispielsweise im Ansprechverhalten des Abgasturboladers. Ein weiterer Grund sind unzureichende Steuerungs- und Regelungsstrategien, die überwiegend aus Eingrößenregelungen mit kennfeldbasierter Vorsteuerung bestehen. Diese wurden für den Stationärbetrieb entwickelt und für emissionsrelevante Zyklusbereiche appliziert [55]. Somit können die Regelungsalgorithmen nur bedingt auf schnelle Änderungen der Betriebsbedingungen des Motors reagieren.

Die genannten Defizite in der Gassystemführung können durch verbesserte Regelungsfunktionen und durch die Wahl geeigneter brennverfahrensrelevanter Führungsgrößen minimiert werden. Parallel dazu ermöglichen neuartige Stellelemente, wie beispielsweise ein vollvariabler Ventiltrieb in Kombination mit einem modernen Hochdruck-Einspritzsystem, eine zyklus- und zylinderindividuelle Beeinflussung des Gaszustands und der Verbrennung. Somit können in stationären und dynamischen Betriebsphasen optimale Bedingungen für den Ablauf der Verbrennung eingestellt werden.

1.2 Regelungstechnische Verfahren zur Motorsteuerung

Vor dem Hintergrund des beschriebenen Regelungsproblems werden seit geraumer Zeit alternative Regelungsmethoden für die Steuerung von Dieselmotoren entwickelt und auf ihre Eignung hin untersucht. Aufgrund der gestiegenen Rechenleistung der Steuergeräte ist der Einsatz solcher Methoden nicht mehr ausgeschlossen. Dieser Abschnitt soll anhand von Literaturhinweisen einen Überblick über die in der Motorsteuerung möglichen Regelungsverfahren geben.

In zunehmendem Maße wird der klassische Eingrößen-Regelkreis mit kennfeldbasierter Vorsteuerung durch neue Verfahren abgelöst. Diese sogenannte SISO-Regelung² verwendet zur Einstellung einer Regelgröße eine fest zugeordnete (Ersatz-)Stellgröße. Die Ablösung erfolgt vor allem im Gassystem durch nichtlineare, modellbasierte Regelungsansätze mit Führungsgrößenvorsteuerung und direkter Stellgrößenzuordnung. Die Ansätze umfassen neben den Eingrößenregelungen auch Mehrgrößenregelungen mit mehr als einer Regel- und Stellgröße (MIMO-Regelung³) sowie deren Derivate. Dabei werden beispielsweise zur nichtlinearen Regelung der Aufladung und Abgasrückführung folgende Ein- und Mehrgrößenkonzepte verfolgt: Flachheitsbasierte SISO-Folgeregelung [47, 40], MIMO-Regelung mit statischer Entkopplung [45, 65], MISO-Regelung nach dem Mid-Ranging-Prinzip [32] sowie Ansätze zum Internal-Model Control (IMC) [66, 67, 3]. Des Weiteren umfassen robuste Zustandsregelungen Optimalregelungen mit linear-parametervariantem Modellansatz [31, 6, 37], Sliding-Mode Control [79], Model-Predictive Control [56, 58] und Constructive Lyapunov Control [28]. Auch im Bereich der Fuzzy-basierten Theorie sind Ansätze [5, 70] zu verzeichnen. Im folgenden Kapitel 2 werden einige der Veröffentlichungen als Einstieg in die Konzeptentwicklung genauer diskutiert.

²SISO-Regelung beschreibt die Regelung eines Single-Input Single-Output Systems.

³MIMO-Regelung beschreibt die Regelung eines Multiple-Input Multiple-Output Systems.

1.3 Zielsetzung

Die zuvor genannten Regelungskonzepte beschäftigen sich mit ausgewählten Teilproblemen in der Motorsteuerung, beispielsweise einer verbesserten Ladedruckregelung. Das Ziel dieser Dissertation ist die Entwicklung eines ganzheitlichen Konzepts für eine zylinderindividuelle Regelung des Gaszustands bei Pkw-Dieselmotoren unter Einbindung aller Gassystemsteller des Versuchsträgers. Ergänzt durch eine Verbrennungsregelung ergibt sich ein universelles zylinderdruckbasiertes Motormanagement, welches die Anforderungen an die Steuerung verschiedener Dieselmotoren zur Senkung der Emissionen im stationären und instationären Motorbetrieb erfüllt.

Für die Umsetzung der neuartigen Gaszustandsregelung werden auf Basis des Zylinderdrucksignals echtzeitfähige Modelle zur Erfassung brennverfahrensrelevanter Zustandsgrößen im Brennraum entwickelt und mit bestehenden Modellen und Sensoren in der Motorgasstrecke kombiniert.

Das neue Regelungskonzept integriert erstmalig einen vollvariablen Ventiltrieb in die Gesamtmotorregelung und nutzt dessen Variabilitäten als schnelle Stellmöglichkeiten für die dynamische und zylinderindividuelle Konditionierung des Gaszustands im Brennraum.

Das Konzept wird in einem Rapid-Prototyping-System aufgebaut, am Motorprüfstand erprobt und mit dem Serienregelungskonzept verglichen. Der Potenzialnachweis der neuen Regelungsstrategie erfolgt anhand von Stationär- und Zyklusergebnissen für den konventionellen und alternativen Brennverfahrensbetrieb im gesamten Motorkennfeld.

1.4 Vorgehen

Im Folgenden wird das Vorgehen zur Erreichung des gesetzten Zieles durch einen Kapitelüberblick vorgestellt. Die Basis einer jeden Konzeptentwicklung sind die Präzisierung der Aufgabenstellung und die Analyse der gegebenen Rahmenbedingungen.

Kapitel 2 fasst als Einstieg die Besonderheiten bestehender und neuer Dieselmotoren zusammen. Zusätzlich werden bekannte Ansätze zur Brennverfahrensregelung auf ihre Eignung hin untersucht und bewertet. Das Ergebnis dieser Analyse ist die Definition vereinheitlichter und sinnvoller Führungsgrößen zur gezielten Brennprozesssteuerung. Anschließend wird das neue Motormanagementkonzept zur

einspritz- und gaszustandsseitigen Formung des Brennverfahrens vorgestellt.

Kapitel 3 stellt den ausgewählten Versuchsträger, die Seriengassystemregelung, das eingesetzte vollvariable Ventiltriebssystem sowie die wichtigsten Komponenten der Entwicklungsumgebung vor.

Kapitel 4 beschreibt die modellbasierte Erfassung von gaszustandsrelevanten Prozessgrößen. Der Fokus liegt dabei auf der Entwicklung echtzeitfähiger und serientauglicher Berechnungsmethoden. Aufgrund des zylinderindividuellen Ansatzes werden hier zylinderdruckbasierte und externe Sensor- und Modellgrößen miteinander verrechnet.

Kapitel 5 erläutert im Detail den Aufbau des Regelungskonzepts mit den einzelnen Strukturteilen. Der Fokus liegt dabei auf dem Anteil der Gaszustandsregelung mit modellbasierter Führungsgrößenvorsteuerung.

Kapitel 6 zeigt im ersten Teil anhand von beispielhaften Ergebnissen das Potenzial des neuen Regelungskonzepts zur verbesserten Einstellung brennverfahrensrelevanter Gaszustandsgrößen. Im zweiten Teil werden Möglichkeiten des Konzepts zur gezielten Führung des Prozesses bei Brennverfahrensübergängen beispielhaft dargestellt. Abschließend werden die mit dem erstapplizierten Konzept erreichten Emissionsergebnisse für verschiedene Brennverfahren diskutiert und mit dem Serienverhalten verglichen.

Kapitel 7 fasst abschließend die wichtigsten Resultate dieser Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick für ein weiteres Vorgehen.

2 Vorausbetrachtungen und Konzeptentwicklung

Die Entwicklung einer zylinderindividuellen Gaszustandsregelung inklusive echtzeitfähigen Modellansätzen sowie die Integration in ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für Pkw-Dieselmotoren sind die Hauptaufgaben dieser Dissertation. In diesem Kapitel wird die Konzeptfindungsphase für eine neue Regelungsstrategie vorgestellt. Die Grundlage dafür bildet eine Analyse der Anforderungen verschiedener Brennverfahren und die Beurteilung bekannter Ansätze.

2.1 Besonderheiten dieselmotorischer Brennverfahren

Dieselmotorische Brennverfahren sind in ihrem Wirkungsgrad und Emissionsverhalten prinzipbedingt von der Parametrierung der innermotorischen Größen abhängig. Dazu zählen vorwiegend Gaszusammensetzung, Homogenisierungsgrad der Ladung, Druck und Temperatur zu Kompressionsbeginn sowie der zeitliche Verlauf der Kraftstoffeinbringung. Die Lösung des Konflikts aus Wirkungsgradoptimierung bei gleichzeitiger Emissionsreduzierung stellt die Herausforderung für die Entwicklung neuer Brennverfahren dar. In der Literatur sind verschiedene Ansätze zur Brennverfahrensoptimierung bekannt. Allen alternativen Brennverfahren ist gemein, dass gezielt die Zustandsbereiche für die Ruß- und Stickoxidbildung während der Verbrennung gemieden werden. Dabei wird teilweise auch ein schlechterer Verbrennungswirkungsgrad akzeptiert.

Anhand der linken Darstellung in Abbildung 2.1 soll der Zusammenhang zwischen Ladungskonditionierung und Emissionsentstehung verdeutlicht werden. Die Bildung von Stickoxiden und Rußpartikeln wird überwiegend durch die lokale Flammentemperatur und durch das lokale Luftverhältnis¹ während der Verbrennung bestimmt.

¹Das lokale Luftverhältnis während der Verbrennung ist äquivalent dem Verbrennungssauerstoffverhältnis und beschreibt das Verhältnis aus vorhandener Sauerstoffmenge zu der zur Kraftstoffumsetzung erforderlichen Mindestsauerstoffmenge im Zylinder.

Ausschlaggebend sind dafür die während der Gemischbildungszeit ablaufenden physikalischen und chemischen Reaktionsvorgänge, welche sich aus dem Temperatur- und Druckniveau sowie der lokalen Gemischzusammensetzung im Brennraum ergeben. Diese beeinflussen maßgeblich den Zündzeitpunkt und die Geschwindigkeit der Energiefreisetzung. In Verbrennungszonen mit Sauerstoffüberschuss erfolgt eine rasche Umsetzung des Kraftstoff/Gas-Gemisches mit folglich hohen Flammentemperaturen und Drücken. Ab Temperaturen über 2200K entstehen vermehrt thermische Stickoxide. In Bereichen mit Sauerstoffmangel und demzufolge niedriger Flammentemperatur entstehen als Folge einer unvollständigen Verbrennung überwiegend Rußpartikel.

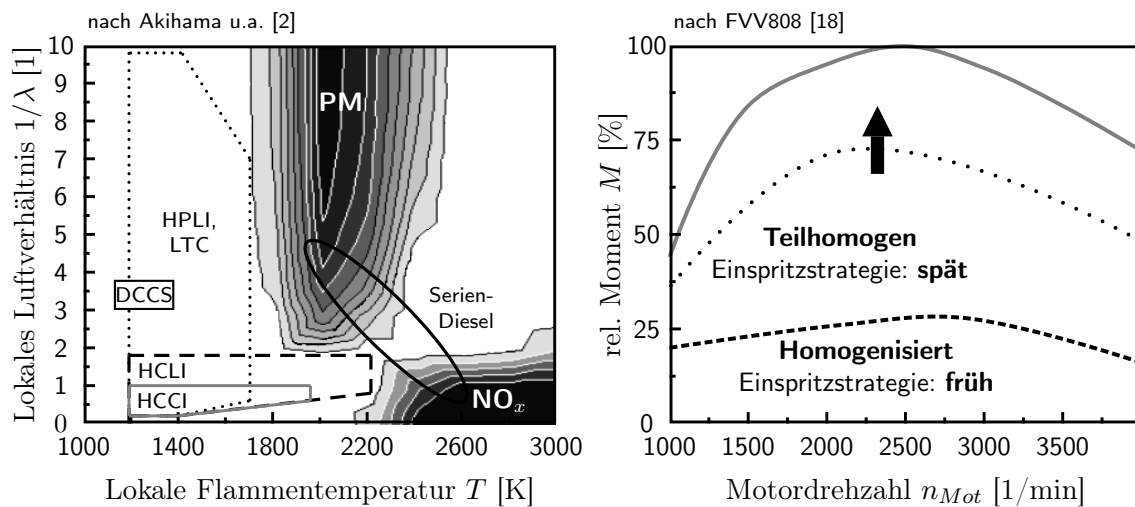


Abbildung 2.1: Entstehung von Stickoxiden (NO_x) und Rußpartikeln (PM) im λ - T -Diagramm (links), Einsatzbereich alternativer Dieselmotoren im Motorkennfeld (rechts)

Die Vermischung der angesaugten Frischluft mit rückgeführtem Abgas bietet eine Möglichkeit zur Absenkung der Prozesstemperatur. Der erhöhte Inertgasanteil im Verbrennungsgas bewirkt neben der lokalen Sauerstoffreduktion auch die Herabsetzung der chemischen Reaktionsgeschwindigkeit. Der Effekt beruht auf der im Vergleich zu reiner Luft höheren Wärmekapazität der inerten Gasbestandteile. Aufgrund der Veränderung der kalorischen Stoffwerte treten während der Verbrennung geringere Prozesstemperaturen auf, wodurch Wärmedefreisetzungs- und Drucksteigerungsrate sinken. Weiterführende Maßnahmen sind die Herabsetzung der Ladungstemperatur und die Variation des effektiven Verdichtungsverhältnisses.

Durch einen erhöhten Homogenisierungsgrad des Kraftstoff/Gas-Gemisches können lokale Zonen mit Sauerstoffüberschuss bzw. -mangel vermieden werden. Die Erzeugung einer gezielten Ladungsbewegung im Brennraum fördert die Gemischhomogenisierung. Weiterhin ist die Art und Weise der Kraftstoffeinbringung resultierend in

der Kraftstoffzerstäubung sowie der Gaszustand im Zylinder (Druck und Temperatur) während dieses Vorgangs entscheidend.

Konventionelle Dieselverbrennung

Das Emissionsverhalten der konventionellen Dieselverbrennung (Serien-Diesel) ist dadurch gekennzeichnet, dass die Energieumwandlung in einem sehr weiten Bereich von Luftverhältnis und örtlicher Flammentemperatur abläuft (siehe Abbildung 2.1). Ursache dafür ist im Wesentlichen die Inhomogenität der Zylinderladung bezüglich der Sauerstoff- und Kraftstoffverteilung, welche aus einer sehr kurzen Gemischbildungszeit resultiert. Aufgrund der thermodynamischen Bedingungen im Brennraum erfolgt die Zündung unmittelbar nach Einspritzbeginn. Somit sind zum Zeitpunkt des Brennbeginns der Einspritz- und Gemischbildungsvorgang noch nicht abgeschlossen. Ausgehend von einem Zündherd breitet sich die Flammenfront anschließend diffusionsartig im Brennraum aus. Je nach Einspritzdauer wird dabei auch unmittelbar in die Flamme eingespritzt, was den Effekt der Inhomogenität zusätzlich verstärkt.

Im Niedrig- und Teillastbereich wird beim Serienbrennverfahren zur Senkung der Stickoxidemissionen die Abgasrückführung eingesetzt. Die nötige Ladungsbewegung wird mit Hilfe einer Drallklappe in einem Einlasskanal erzeugt. Weiterhin ist die Aufteilung des Einspritzvorgangs in Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung für dieses Brennverfahren kennzeichnend. Die Steuerung des Brennbeginns erfolgt ausschließlich über die Einspritzstrategie. Die Voreinspritzung gewährleistet annähernd konstante Zündbedingungen für die Haupteinspritzung und senkt die Drucksteigerungsrate. Folglich ergibt sich eine geringe Abhängigkeit von der Abgasrückführrate. Der Verbrennungsschwerpunkt wird bewusst deutlich nach dem oberen Totpunkt gelegt, was eine leichte Wirkungsgradverschlechterung zur Folge hat. Die resultierenden Rußemissionen können durch eine zusätzliche, dicht an der Haupteinspritzung platzierte Nacheinspritzung teilweise nachoxidiert werden. Dieses Brennverfahren stellt somit einen Kompromiss zwischen Wirkungsgrad-, Verbrauchs- und Emissionsverhalten dar.

Alternative Brennverfahren

Gelingt es, das Kraftstoff/Gas-Gemisch in seinen thermodynamischen Eigenschaften so zu konditionieren, dass die Verbrennung bei niedriger lokaler Temperatur und

möglichst nicht unter Sauerstoffmangel stattfindet, so können Ruß- und Stickoxidemissionen massiv gesenkt werden. Diesen Ansatz versuchen alternative Brennverfahren darzustellen. In der rechten Darstellung von Abbildung 2.1 sind die Bereiche beispielhafter neuer Brennverfahren im Motorkennfeld eingezeichnet. Kennzeichnend für diese Art von Brennverfahren ist der deutlich gesteigerte Anteil von rückgeführtem Abgas sowie niedrigere Ladungstemperaturen. Auf diese Weise ist es möglich, den Zündverzug soweit zu verlängern, dass der Einspritzvorgang abgeschlossen ist, bevor die Verbrennung einsetzt. Diese Gemischbildungszeit reicht aus, um bei der gewählten Einspritzstrategie (Block- oder Mehrfacheinspritzung) eine ausreichende Homogenisierung mit nachfolgender vorgemischter Verbrennung zu realisieren. Nachteilig sind bei diesen Brennverfahren die erhöhten Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen sowie ein erhöhter Kraftstoffverbrauch. Nachfolgend wird eine Auswahl neuer Brennverfahren vorgestellt.

Prozesse mit einer sehr frühen Einspritzung zu Beginn der Kompressionsphase (Direkt- oder Saugrohreinspritzung) erreichen einen hohen Homogenisierungsgrad mit nahezu emissionsfreier Energiefreisetzung. Diese Verfahren werden als homogenisierte Dieselerverbrennung (HCCI [59, 71, 24], PREDIC [85]) bezeichnet. Der Zeitpunkt der Zündung kann hierbei nicht mehr über den Einspritzbeginn gesteuert werden, sondern ist allein vom Gemischzustand abhängig. Die homogene Kompressionszündung ist in ihrem Brennverlauf extrem sensitiv gegenüber Abweichungen des Ladungszustands vom Sollwert und stellt daher hohe Anforderungen an die Brennverfahrensregelung. Aktuell sind diese Prozesse lediglich im niedrigen Lastbereich darstellbar.

Im Gegensatz dazu ermöglichen teilhomogene Dieselerbrennverfahren weiterhin eine Brennbeginnsteuerung über den Einspritzzeitpunkt und den Gaszustand. Die hohe Sensitivität auf innermotorische Größen ist auch für dieses Verfahren kennzeichnend. Durch eine Einspritzung gegen Ende der Kompressionsphase ergibt sich die Gemischbildung kurz vor dem oberen Totpunkt (HCLI [15], CCS [74], NADI [21], ECI [76]). Erfolgt die Kraftstoffeinbringung nach dem oberen Totpunkt, stellt sich eine weitgehende Ladungshomogenisierung sehr spät im Zyklus ein (HPLI [15], Nissan MK [33], NADI [21], DHC [76]). Diese Verfahren bieten ein größeres Potenzial für eine Kennfeldausweitung der emissionsarmen Dieselerverbrennung.

Niedertemperaturverfahren (LTC [61, 2], DCCS [15]) versuchen durch den Einsatz sehr hoher Abgasrückführraten die Rußbildungstemperatur zu unterschreiten, ohne vom Prinzip der Diffusionsverbrennung abzuweichen. Aufgrund des meist unvollständigen Energieumsatzes in Form hoher Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxid-

emissionen eignen sich diese Verfahren besonders zur Abgasnachbehandlung.

Ein weiteres vielversprechendes teilhomogenes Dieselmotorenverfahren für den oberen Lastbereich ist das Split-Combustion-Verfahren (SC) [84]. Dieses Brennverfahren kombiniert einen homogenen Gemischanteil, erzeugt durch eine getaktete Einspritzung in den Kompressionshub, mit einem inhomogenen Gemischanteil, der zum Ende des Kompressionstaktes durch die Haupteinspritzung realisiert wird. Dies führt zu zwei voneinander abgesetzten Verbrennungen. Das Verfahren ist für die Serienanwendung attraktiv, da eine weniger genaue Abgasrückführregelung erforderlich und teilweise das völlige Entfallen der Abgasrückführung möglich ist. Die Untersuchungen beschränkten sich bisher auf einen Dieselmotor für Nutzfahrzeuge.

2.2 Steuerbarkeit dieselmotorischer Brennverfahren

Aufgrund der hohen Anforderungen alternativer Brennverfahren an die Ladungskonditionierung und der Notwendigkeit des Abschlusses des Einspritzvorgangs vor Brennbeginn sind sämtliche Verfahren nur für den unteren und mittleren Lastbereich geeignet. Zur Abdeckung des gesamten Motorbetriebsbereichs ist eine Kombination aus alternativen und konventionellen Brennverfahren erforderlich. Eine beispielhafte Aufteilung im Motorkennfeld wurde bereits in der rechten Darstellung in Abbildung 2.1 vorgeschlagen. Somit ergibt sich die regelungstechnische Herausforderung der genauen Steuerung eines Brennverfahrens im stationären und den sicheren Übergang zum nächsten im transienten Betrieb, ohne dass dies vom Fahrer bemerkt wird. Problematisch sind dabei die unterschiedlich starken Abhängigkeiten der einzelnen Verfahren vom Ladungszustand und Einspritzvorgang, resultierend in einer geänderten Verbrennungsstabilität, Reproduziergenauigkeit und Geräuschentwicklung. In einer Vielzahl von Arbeiten zur Grundlagenforschung [25, 22, 63, 27, 82, 14, 4] wurden diese Querempfindlichkeiten theoretisch und praktisch anhand von Simulationen und Experimenten untersucht und dokumentiert.

Konsens aller Untersuchungen war die Erkenntnis, dass für eine erfolgreiche Umsetzung teil-/homogener Brennverfahren im Stationär- und Dynamikbetrieb nur eine Kombination aus thermodynamischer und einspritzzeitiger Verbrennungssteuerung zielführend ist. Nur so ist es möglich, das stark nichtlineare System von einem Istzustand mit Hilfe der Stellelemente in einen definierten Sollzustand zu überführen.

Folglich wird der Einsatz einer Gaszustands- und Verbrennungsregelung auf Basis des Zylinderdrucksignals vorgeschlagen. Mit dieser Strategie gelingt es, den Brenn-

verlauf mit den Größen Brennbeginn, Brenndauer und Wirkungsgrad im optimalen Fenster hinsichtlich Emissionen, Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsgeräusch zu halten. Zur Realisierung der vorgeschlagenen Regelung ist eine zylinderindividuelle und zyklusselektive Aktuatorik erforderlich. Eine Lösung, die diesen Anforderungen gerecht wird, stellt die Kombination aus vollvariablem Ventiltrieb und vollvariablem Einspritzsystem dar. Neben diesen zylinderzugeordneten Aktoren sind weitere externe Stellelemente erforderlich. Tabelle 2.1 fasst die wesentlichen variablen Größen zur Steuerung der Gemischkonditionierung zusammen. Für weiterführende Informationen zu den thermodynamischen Wirkeffekten und Anwendungsfällen der Steuergrößen bzw. Stellelemente sei an dieser Stelle auf die zugehörigen Literaturangaben verwiesen.

Zielzustand	Steuergröße	Stellelement
Ladungsmasse	Ladedruck	(Doppel-)Aufladung [1, 50]
	Saugrohrdruck	Drosselklappe [54, 49]
	Einlasshubkurve	Ventiltrieb [72]
Ladungstemperatur	Ladelufttemperatur	Ladeluftkühler [12]
	Saugrohrtemperatur	Heiße Abgasrückführung
	Effektives Verdichtungsverhältnis	Ventiltrieb [80, 23, 72]
Ladungszusammensetzung	Abgasrückführrate	
	externe AGR	Hochdruckkreis [1, 50, 26] Niederdruckkreis [1, 50, 26]
	interne AGR	Ventiltrieb [80, 23, 72, 78] (Vorlagern, Rücksaugen)
	Restgasgehalt	Ventiltrieb [80, 23]
Ladungsbewegung	Drallniveau	Drallklappe [26, 4]
		Ventiltrieb [77, 42]
Gemischbildung	Anzahl Einspritzungen	Injektor [83, 4]
	Einspritzbeginn, -menge, -verlauf	Injektor [41, 81, 73]
	Einspritzdruck	Hochdruckpumpe [16]

Tabelle 2.1: Zusammenfassung der variablen Zustandsgrößen zur gezielten Gemischkonditionierung sowie deren Steuergrößen und Stellelemente

2.3 Beurteilung bekannter Ansätze zur Steuerung neuer Dieselmotoren

Die Vielzahl der genannten Steuergrößen verdeutlicht die Komplexität der Brennverfahrensteuerung, die mit den in Serie befindlichen, überwiegend kennfeldbasierten Steuerungs- und Regelungsalgorithmen nur unzureichend handhabbar ist. Auch muss die Auswahl geeigneter Führungs- und Prozessgrößen neu überdacht werden. Im Bereich der Verbrennungsregelung befinden sich aktuell vielversprechende Ansätze in Erprobung bzw. in Serie [30, 38, 26]. Eine zylinderindividuelle Gaszustandsregelung für Dieselmotoren unter Einsatz erweiterter Ventiltriebsvariabilitäten wurde bisher noch nicht veröffentlicht bzw. in Serie eingeführt.

Zur Entwicklung eines neuen Konzepts gehört auch die Analyse bestehender Arbeiten. Der Inhalt dieses Abschnitts zeigt den aktuellen Entwicklungsstand anhand ausgewählter Artikel zum Themengebiet der Regelung konventioneller und alternativer Dieselmotoren. Darin werden Konzepte zur modellbasierten Erfassung von Prozessgrößen und zur Gassystemregelung in Kombination mit einer einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung vorgestellt.

Sams u.a. stellen in [60] ein Regelungskonzept für Pkw-Dieselmotoren mit alternativer Verbrennung vor, dessen Basis eine zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung mit den Regelgrößen Verbrennungsschwerpunktlage und maximaler Druckerhöhung darstellt. Als zugehörige Stellgrößen werden der Einspritzzeitpunkt und die Abgasrückführrate verwendet. Die auftretenden Querempfindlichkeiten der Stellgrößen auf die jeweils andere Regelgröße werden über Modelle mit adaptiven Parametern berücksichtigt. Somit können zwei unabhängige Eingrößen-PID-Regler eingesetzt werden, die eine ausreichende Regelgüte ermöglichen. Die Sollwerte sind für das jeweilige alternative Brennverfahren in Kennfeldern über Motordrehzahl und Last abgelegt. Die Einstellung des Einspritzzeitpunkts erfolgt dabei zylinderindividuell über das Einspritzsystem. Die erforderliche Abgasrückführrate wird indirekt über eine externe Frischluftmassen- und Ladedruckregelung eingestellt. Beim Brennverfahrenswechsel werden die Parameter des Gas- und Einspritzsystems entlang einer Übergangsfunktion geführt. Beispielhaft wird der Übergang vom teilhomogenen zum konventionellen Brennverfahren diskutiert.

Kohlhase u.a. beschreiben in [37] ein Konzept zur modellbasierten Regelung der homogenen Dieselmotoren. Als Stellgrößen zur Regelung der Luftmasse, der Abgasrückführrate sowie der Verbrennungsschwerpunktlage werden die Positionen

der Drosselklappe und des Abgasrückführventils sowie der Einspritzzeitpunkt verwendet. Die Gassystemregelung besteht aus einer nichtlinearen modellbasierten Vorsteuerung, die die Vorsteuerstellgrößen sowie gefilterte Sollwerte für die Mehrgrößenregelung berechnet. Diese besteht aus statisch entkoppelten dezentralen PID-Reglern mit Stellgrößenbeschränkung und Anti-Windup-Funktion. Die erforderliche Ladedruckeinstellung wird mit Hilfe der Serienladedruckregelung realisiert. Über eine betriebspunkt- und luftmassenabhängige Vorsteuerung des Einspritzzeitpunkts und mittels eines adaptiven Kennfelds wird die Verbrennungsschwerpunktlage zylinderindividuell geregelt. Die Erfassung der Prozessgrößen erfolgt sensor- und modellbasiert. Die Abgasrückführrate wird indirekt aus dem modellierten Motormassenstrom und dem gemessenen Frischluftmassenstrom bestimmt. Mit Hilfe der Heizverlaufs-berechnung wird der Verbrennungsschwerpunkt aus dem Brennraumdrucksignal in Echtzeit ermittelt. Als Potenzialnachweis wird exemplarisch ein Wechsel zwischen teilhomogenem und konventionellem Brennverfahren in einem Betriebspunkt dargestellt.

Blumenröder u.a. präsentieren in [7] ein modulares Konzept zur zylinderindividuellen Verbrennungs- und Momentenregelung auf Basis des Zylinderdrucksignals zur Darstellung alternativer Brennverfahren. Das Gesamtkonzept ist nach einer kaskadierten Struktur aufgebaut. Den äußeren Kreis bildet die Momentenregelung mit dem Fahrerwunschmoment als Führungs- sowie dem indizierten Mitteldruck als Stellgröße. Der indizierte Mitteldruck sowie die Verbrennungsschwerpunktlage dienen als Führungsgrößen für die unterlagerte Verbrennungsregelung. Diese nutzt als Prozessrückmeldung die indizierte Verbrennungslage und die maximale Drucksteigerungsrate. Einspritzzeitpunkt und -menge werden als Stellgrößen für das Einspritzsystem verwendet. Weiterhin werden Verbrennungsluftverhältnis, Abgasrückführrate und Ansaugtemperatur als Sollwerte an die unterste Kaskade, der externen Gassystemregelung, übergeben. Daraus werden dann Führungsgrößen für die Frischluftmassen- und Ladedruckregelung errechnet. Diese Motorprozessparameter werden über modellbasierte, adaptive Regler kontrolliert, welche die Dynamik der Regelstrecken berücksichtigen. Zusätzlich werden die Aktuatoren mit Hilfe neuronaler Netze vorgesteuert. Die Erfassung gassystemrelevanter Prozessgrößen erfolgt auf Basis von Sensoren im Luftpfad. Zylinderindividuelle Prozessgrößen werden aus dem Zylinderdrucksignal in Echtzeit ermittelt. Weiterhin integriert das Gesamtkonzept die Möglichkeiten eines variablen Ventiltriebs als schnelle Stelleingriffe für die zylinderselektive Verbrennungsschwerpunktlageregelung. Stellgrößen sind dabei der Einlass-Schließt-Zeitpunkt zur Einstellung der effektiven Verdichtung sowie die Methoden der internen Abgasrückführung zur präziseren Gemischkonditionierung in

dynamischen Betriebsphasen.

Larink entwickelt in [45] eine kombinierte Regelung der Aufladung und Abgasrückführung, welche als Führungsgrößen die Zylinderfüllung und die Abgasrückführrate verwendet. Die Position der Turboladerleitschaufeln sowie die Stellung des Abgasrückführventils werden als Stellgrößen verwendet und kennfeldbasiert vorgesteuert. Die Mehrgrößenregelung besteht aus zwei statisch entkoppelten Eingrößen-PID-Reglern mit gesteuerter Parameteradaption und Stellgrößenbegrenzung. Die Erfassung der Prozessgrößen erfolgt durch die Verknüpfung von Brennraumdruckmerkmalen mit externen Modell- und Sensorgrößen. Die mittlere Zylindergasmasse wird basierend auf dem Brennraumdrucksignal zylinderselektiv ermittelt und über alle Zylinder gemittelt. Die aus dem externen Gaszustand berechnete Abgasrückführrate wird auf Basis von Brennraumdruckmerkmalen zusätzlich korrigiert. Mit Hilfe der Füll- und Entleermethode sowie unter Berücksichtigung des instationären Verhaltens der Speichervolumina wird der Gaszustand im Ein- und Auslasstrakt modelliert. Als eine Eingangsgröße des externen Modellsystems wird weiterhin der Messwert des Luftmassenstromsensors verwendet. Abgasrückführventil und Drosselklappe werden in ihren physikalischen Eigenschaften als Drosselemente im Modellaufbau nicht berücksichtigt.

Die Auflade- und Abgasrückführregelung und das zylinderdruckbasierte Füllungsmodell sind in ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement integriert, dessen weitere Teile aus einer echtzeitfähigen Indizierauswertung sowie einer einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung mit den Führungsgrößen indizierter Mitteldruck und Verbrennungsschwerpunktlage bestehen [29].

Anhand von Prüfstands- und Fahrzeugergebnissen im konventionellen Dieselmotorenverfahren wird das Potenzial des Konzepts nachgewiesen. Eine explizite Anwendung für ein alternatives Brennverfahren ist nicht dargestellt. Diese wird jedoch als weitere Einsatzmöglichkeit diskutiert.

Nöthen stellt in [49] ein neues Strukturierungskonzept zur Gassystemregelung vor, welches durch seinen modularen und systemgrößenorientierten Ansatz unabhängig von der Wahl der Führungsgrößen jedem eingebundenen Stellelement seine physikalisch richtige Sollgröße zuweist. Als Hauptführungsgrößen für die Kaskadenregelung werden die Zylindergasmasse und die Abgasrückführrate gewählt. Beide Regelgrößen werden mit Hilfe einer physikalisch-modellbasierten Berechnungsmethode vorgesteuert, was die Regeldynamik und -güte positiv beeinflusst. So wird die Zylindergasmasse in einen Sollsaugrohrdruck für die Drosselklappenposition und weiterführend in einen Sollladedruck für die unterlagerte Ladedruckregelung umgerechnet. Aus der geforderten Abgasrückführrate wird ein Sollmassenstrom berechnet, aus dem mit

Hilfe der Drosselfunktion eine effektive Querschnittsfläche und somit eine Positionsvorgabe für das Abgasrückventil bestimmt wird. Aufgrund dieser physikalischen Vorsteuerungsstrategie für den Füllungs- und Abgasrückführpfad können jeweils lineare PID-Regler eingesetzt werden, die auf Störgrößenkompensation hin ausgelegt sind. Weiterhin ist aufgrund dieses Ansatzes keine statische Entkopplung zwischen den beiden Pfaden nötig. Die Prozessgrößen werden überwiegend sensorbasiert erfasst. Die mittlere Zylindergasmasse wird direkt aus Brennraumdruckkennwerten errechnet. Die aktuelle Abgasrückführrate wird ebenfalls direkt über die echtzeitfähige Berechnung der Drosselfunktion hinreichend genau bestimmt und aufgrund des Speicherverhaltens der Gassystemvolumina dynamisch korrigiert. Mit diesem Modellansatz kann vollständig auf die Information des Luftmassenstromsensors verzichtet werden, was besonders im stationären Betrieb entscheidende Vorteile bringt. Weiterhin werden in dieser Arbeit genauere Angaben zum Einsatz eines variablen Ventiltriebs am Beispiel eines Einlassphasenstellers als schnelles Stellelement zur Beeinflussung der Zylindergasmasse veröffentlicht.

Die entwickelte Gassystemregelung wird mit dem bereits in Serie befindlichen zylinderdruckbasierten Motormanagement [26] zu einem Gesamtsystem kombiniert. Der Potenzialnachweis für das Konzept erfolgte anhand von stationären und transienten Zyklusergebnissen im konventionellen Dieselmotorbetrieb sowie für den Übergang von teilhomogener zu konventioneller Verbrennung in einem exemplarischen Stationärbetriebspunkt.

In [26] wird ein Serienregelungskonzept für einen Pkw-Dieselmotor vorgestellt. Dieses momentengeführte Motormanagement beinhaltet eine zylinderindividuelle Verbrennungsregelung auf Basis des Brennraumdrucksignals. Die daraus berechneten Stellgrößen werden an das Einspritzsystem weitergeleitet. Dieses Konzept bildet eine wichtige Grundlage für den Betrieb des in dieser Arbeit eingesetzten Versuchsträgers und wird daher in Abschnitt 3.2.2 auf Seite 37 eingehender erläutert.

Von der Verbrennungsregelung gänzlich entkoppelt arbeitet die Auflade- und Abgasrückführmassenregelung. Die jeweils verwendeten Regelgrößen sind der Ladedruck und die Frischluftmasse, die über zylinderentfernt verbaute Sensoren erfasst werden. Dieses Prinzip ist ein erprobtes Serienkonzept, birgt jedoch einige Nachteile die in den weiteren Abschnitten sowie ausführlicher in [48, 45, 49] diskutiert werden.

Wie wichtig die Entwicklung neuer Modell- und Regelungsfunktionen zur Motorsteuerung ist, zeigen auch aktuelle, allgemein zugängliche Forschungsvorhaben der Automobilindustrie. Exemplarisch seien hier das FVV-Projekt Nr. 997 „Verbrennungsregelung“ [20] und der SFB 686 „Modellbasierte Regelung der homogenisierten Niedertemperatur-Verbrennung“ [69] genannt.

2.4 Abgrenzung

Die im vorherigen Abschnitt vorgestellten Regelungskonzepte haben die Notwendigkeit eines zylinderdruckbasierten Motormanagements zur effektiven Regelung der konventionellen und alternativen Dieselvebrennung erkannt. Fast alle Veröffentlichungen nutzen die aus dem Druckverlauf berechneten Verbrennungsmerkmale ausschließlich zur Regelung der Verbrennung mit der Stellgröße Einspritzung und somit auch zur Korrektur von Fehlern in der Gassystemregelung. Ein Konzept für eine zylinderindividuelle direkte Regelung des Gaszustands im Brennraum zu Kompressionsbeginn wurde bisher noch nicht veröffentlicht.

Kohlhase, Larink und Nöthen ziehen zusätzliche Informationen aus dem Zylinderdruck zur Modellierung von Gassystemgrößen heran. Nöthen zeigt zusätzlich einen serientauglichen Ansatz zur Modellierung der Abgasrückführrate ohne Verwendung des Frischluftmassenstromsensors.

Sams und Blumenröder verwenden zur Einstellung des Gaszustands im System eine Auflade- und Abgasrückführmassenregelung auf Basis des Ladedrucks und der Frischluftmasse unabhängig von der Verbrennungsregelung. Gerade vor dem Hintergrund steigender Emissionsvorschriften erfüllen diese Regelgrößen nur unzureichend die Anforderungen neuer Brennverfahren. Ursachen für eine ungenaue Beschreibung und Beeinflussung des Gaszustands im Zylinder sind nicht berücksichtigte Effekte in der Gasstrecke, die mit dem Ladedrucksensor bzw. dem Frischluftmassenstromsensor nicht erfassbar sind.

Larink und Nöthen haben diese Probleme erkannt und lösen sich von der Serienregelung. Im Wesentlichen stellen sie unabhängig voneinander eine kombinierte Regelung der Aufladung und Abgasrückführung auf Basis der Zylinderfüllung und Abgasrückführrate vor, die mit einer Verbrennungsregelung kombiniert ist.

Kohlhase verwendet zur Regelung des Gassystems die sensorbasierte Größe Frischluftmasse sowie die Abgasrückführrate. Als Stellgrößen werden die Drosselklappen- und Abgasrückführventilpositionen verwendet. Auf diese Weise wird der geforderte Zustand im Saugrohr und nicht im Zylinder eingestellt. Die Ladedruckregelung findet im Konzept von Kohlhase keine besondere Beachtung. Es wird lediglich die Serienkonfiguration eingesetzt.

Im Vergleich zu diesen Ansätzen wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement bestehend aus einer zylinderindividuellen Gaszustands- und Verbrennungsregelung mit zugehöriger Zustandsmodellierung entwickelt. Dieses kombinierte Konzept erfüllt die Anforderungen zukünftiger Brennver-

fahren im stationären und dynamischen Motorbetrieb. Der thermodynamische Gaszustand und die Einspritzstrategie bestimmen gemeinsam den Verbrennungsablauf. Entsprechend ihren prozessbeeinflussenden Eigenschaften werden die Prozessgrößen für das Gas- und Einspritzsystem den Regelkreisen und Stellgliedern zugeordnet. So werden beispielsweise Zylinderungleichverteilungen in der Abgasrückführmenge nicht nur über die Verbrennungsregelung sondern vorrangig durch die Gaszustandsregelung korrigiert.

Entscheidend ist dabei die Wahl der Führungsgrößen. Zylindergasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder sind für die Regelung des Gaszustands und damit des Gassystems besser geeignet als Ladedruck, Frischluftmasse oder Abgasrückführrate. Die Verbrennungsregelung nutzt das indizierte Moment und die Verbrennungsschwerpunktage als Regelgrößen zur Koordination des unterlagerten Einspritzsystems. In Abhängigkeit der Motorfahrstrategie und anhand von Prozessrückmeldungen werden die Sollwerte für beide Regelungsblöcke von einem zentralen Sollwertgenerator berechnet.

Des Weiteren ist eine direkte und möglichst genaue Erfassung der Prozessgrößen unter Einsatz einer physikalischen Zustandsmodellierung erforderlich. Dabei ist es sinnvoll, Modell- und Sensorwerte des externen Gassystems mit Zylinderdruckinformationen zur Bestimmung der prozessrelevanten Zustandswerte zu verknüpfen. Im Gegensatz zu anderen Modellkonzepten wird hier auf den störungsintoleranten Frischluftmassenstromsensor verzichtet.

Erstmalig ermöglicht das neue Konzept die effektive Integration eines vollvariablen Ventiltriebs als hochdynamischen und zylinderindividuellen Gassystemsteller. Dessen Stellvariationen erweitern die Möglichkeiten zur Beeinflussung des Gaszustands erheblich.

2.5 Konzeption eines zylinderdruckbasierten Motormanagements

Wie bereits diskutiert, kann ein effektiver Prozesseingriff nur über eine thermodynamische und einspritzseitige Steuerung erfolgen. Dies erfordert eine systematische und physikalisch sinnvolle Führung der Stellsysteme Gas- und Einspritzsystem. Das in diesem Kapitel vorgestellte Konzept ist ein möglicher Ansatz zur Lösung dieser Anforderung. Es umfasst ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement, welches aus einer zylinderindividuellen Gaszustands- und Verbrennungsregelung besteht. Die Kernelemente stellen Funktionen bereit, die aus dem Brennraumdruck abgeleitete

Kenngrößen direkt oder indirekt für die Regelung des Verbrennungsprozesses verwenden. Das Konzept soll folgende Eigenschaften abbilden.

- Bereitstellung einer thermodynamischen und einspritzseitigen Verbrennungssteuerung zur Darstellung verschiedener Brennverfahren
- Berücksichtigung der Anforderungen neuer Brennverfahren für die genaue Einstellung des Gaszustands durch eine sinnvolle Wahl der Führungsgrößen für das Gassystem und deren Koordination
- Ganzheitlicher und modularer Aufbau durch Integration aller Motorsystemkomponenten (aktuelle und zukünftige Stellelemente)
- Zuordnung der Stellelemente zu ihren physikalisch sinnvollen Funktionsgrößen in der Sollwertstruktur
- Minimierung der Betriebsartenumschaltung allein durch eine geänderte Sollwertvorgabe
- Modellbasierte und stellgrößenunabhängige Erfassung von Prozessgrößen auf Basis physikalischer Gesetzmäßigkeiten in Echtzeit
- Zylinderindividuelle Beeinflussung der Verbrennung durch Gleichstellung der Zylinder hinsichtlich des Gaszustands

2.5.1 Wahl der Führungsgrößen zur Verbrennungssteuerung

Für die Entwicklung eines neuen Regelungskonzepts ist die Wahl der Führungsgrößen von entscheidender Bedeutung. In diesem Abschnitt werden verschiedene Größen vorgestellt und auf ihre Eignung hin untersucht. Als Einstieg und zum besseren Verständnis wird der Einfluss möglicher Führungsgrößen auf die Gemischbildungszeit erläutert. Die Gemischbildungszeit ist grundlegend für die Darstellung neuer Brennverfahren. Deren Anforderungen und Steuerparameter wurden in den vorherigen Abschnitten 2.1 und 2.2 diskutiert.

Einfluss der Führungsgrößen für das Gas- und Einspritzsystem auf die Gemischbildungszeit (Zündverzugszeit)

Die Gemischbildungszeit ist in unterschiedlicher Weise von verschiedenen Zustandsgrößen abhängig [36, 19]. Sie ändert sich während des Kompressionsvorgangs ständig. Die aktuelle „lokale“ Zündverzugszeit im Zylinder $\tau_Z(\varphi)$ ab Einspritzbeginn kann mit Hilfe von Gleichung 2.1 [59] zu jedem Winkelinkrement in Millisekunden abgeschätzt

werden. Als wesentliche Einflussparameter für den Ablauf der chemischen Reaktionen sind die Gasmasse m_{Zyl} und der Sauerstoffgehalt x_{O_2Zyl} im Zylinder zu Kompressionsbeginn erkennbar. Einen weiteren wichtigen Einfluss besitzt der Verlauf der Zylindertemperatur $T_{Zyl}(\varphi)$, welcher zum einen vom Startniveau zu Kompressionsbeginn $T_{Zyl}(\varphi_{ES})$ und zum anderen von der effektiven Verdichtung ε_{eff} als Resultat eines variablen Einlass-Schließt-Winkels abhängt. Entsprechend dieses Gaszustands und der Einspritzstrategie $m_{Kr}(\varphi)$ ergibt sich der Verlauf des Zündverzugs für einen bestimmten Kraftstoff. Die Faktoren C_1 bis C_5 werden als konstant bzw. in Abhängigkeit von Motordrehzahl, Last und Motortemperatur definiert.

$$\tau_Z(\varphi) = C_1 \cdot \left(x_{O_2Zyl}\right)^{C_2} \cdot \left(m_{Kr}(\varphi)\right)^{C_3} \cdot \left(\frac{m_{Zyl}}{V_{Zyl}(\varphi)}\right)^{C_4} \cdot e^{\left(\frac{C_5}{T_{Zyl}(\varphi)}\right)} \quad (2.1)$$

Zur Abschätzung des Einsetzens der Dieselselbstzündung kann das Zündintegral nach Gleichung 2.2 [19] verwendet werden, welches die berechnete „lokale“ Zündverzugszeit über der Zeit integriert. Die Verbrennung setzt ein, wenn das Zündintegral den Wert 1 erreicht. Die zeitliche Differenz zwischen Brenn- und Einspritzbeginn $\Delta t = t_{BB} - t_{EB}$ entspricht der „globalen“ Zündverzugszeit.

$$\int_0^{\Delta t} \frac{1}{\tau_Z(\varphi)} dt \geq 1 \quad (2.2)$$

Die Zeit zwischen Ansteuerbeginn des Injektors und Einspritzbeginn wird als mechanischer Zündverzug bezeichnet. Er kann in Abhängigkeit von Einspritzmenge und -druck in einem Kennfeld abgelegt werden.

Die Gaszustands- und Einspritzgrößen haben weiterhin direkten Einfluss auf den Brennverlauf und somit auf die Verbrennungsschwerpunktlage. Für die genaue Regelung zukünftiger Brennverfahren, bei denen der Zündverzug eine immer entscheidendere Position einnimmt, dürfen die Führungsgrößen für das Gas- und Einspritzsystem nicht mehr getrennt betrachtet werden. Anhand dieser Erkenntnisse werden die Führungsgrößen für das Gas- und Einspritzsystem gewählt.

Führungsgrößen für das Gassystem

Zur Regelung des Gassystems werden neue Größen verwendet. Das Verhalten der Seriengassystemregelung wird zum Vergleich bzw. als Entscheidungsgrundlage mit herangezogen. Wie in den vorherigen Kapiteln bereits erläutert, werden für die konventionelle Motorsteuerung die Größen Ladedruck und Frischluftmasse zur Regelung des Gassystems verwendet. Aus Brennverfahrenssicht ergeben sich dabei folgende systembedingte Nachteile, welche auch der Fachliteratur bekannt sind [45, 49].

- Keine Berücksichtigung von Änderungen im Dichteverhalten der angesaugten Gasmassen durch Erwärmung infolge der Mischung mit rückgeführtem Abgas oder durch hohe Motortemperaturen
- Keine Berücksichtigung von Speichereffekten, Laufzeitverhalten und Pulsationen in der Gasstrecke in stationären und besonders in dynamischen Motorbetriebsphasen
- Keine Möglichkeit der gezielten Manipulation des Gaszustands im Zylinder durch zusätzliche Aktorik nach dem Verdichter (Drosselklappe, Drallklappe, vollvariabler Ventiltrieb, Hochdruck-Abgasrückführung)
- Keine individuelle Beeinflussung des Gaszustands im Zylinder
- Keine direkte Kopplung der Zustandsgrößen Ladedruck und Frischluftmasse mit Merkmalen der Verbrennung wie Schwerpunktlage und maximaler Druckgradient im Zylinder
- Keine direkte Beeinflussung der relevanten Schadstoffemissionen aufgrund der ungünstigen physikalischen Zusammenhänge [45]

Aus den genannten Gründen werden für die neue Gassystemregelung als Hauptführungsgrößen *Zylindergasmasse* und *Sauerstoffgehalt im Zylinder* verwendet. Zusätzlich wird das *effektive Verdichtungsverhältnis* als Nebenführungsgröße vorgeschlagen.

Dabei ist anzumerken, dass die Zylindertemperatur zu Kompressionsbeginn als weitere Führungsgröße dem Konzept hinzugefügt werden kann. Sie kann als Funktion der Saugrohrtemperatur angesehen werden. Im vorliegenden Fall findet sie aufgrund des Versuchsaufbaus (ohne schnelles Heiz- und Kühlsystem) keinen besonderen Einsatz, sondern ergibt sich aus dem Systemzustand.

Im Folgenden wird die Entscheidung für den Einsatz der ersten drei Größen eingehender erläutert.

Gasmasse m_{Zyl} und effektives Verdichtungsverhältnis ε_{eff} im Zylinder

Von entscheidender Bedeutung für den Verbrennungsprozess und dessen Wirkungsgrad sowie die Schadstoffentstehung ist die Gesamtmasse aller Gasanteile im Zylinder. Sie ist die thermodynamisch sinnvolle Größe zur Beschreibung eines Gases in einem Behälter und im Wesentlichen durch den Dichtezustand definiert. Mit Hilfe des sensorbasierten Ladedruckwertes lässt sich die Dichte im Brennraum nicht eindeutig bestimmen. Grund dafür sind die bereits genannten Speicherwirkungen

und Aufheizungen entlang des Gaspfades. Dieser Effekt wird durch druckbeeinflussende Gassystemsteller (Drosselklappe, Einlass-Schließt-Winkel-Steller) nach dem Verdichter bzw. Ladedrucksensor weiter verstärkt. Abbildung 2.2 verdeutlicht diesen Zusammenhang für zwei beispielhafte Betriebspunkte.

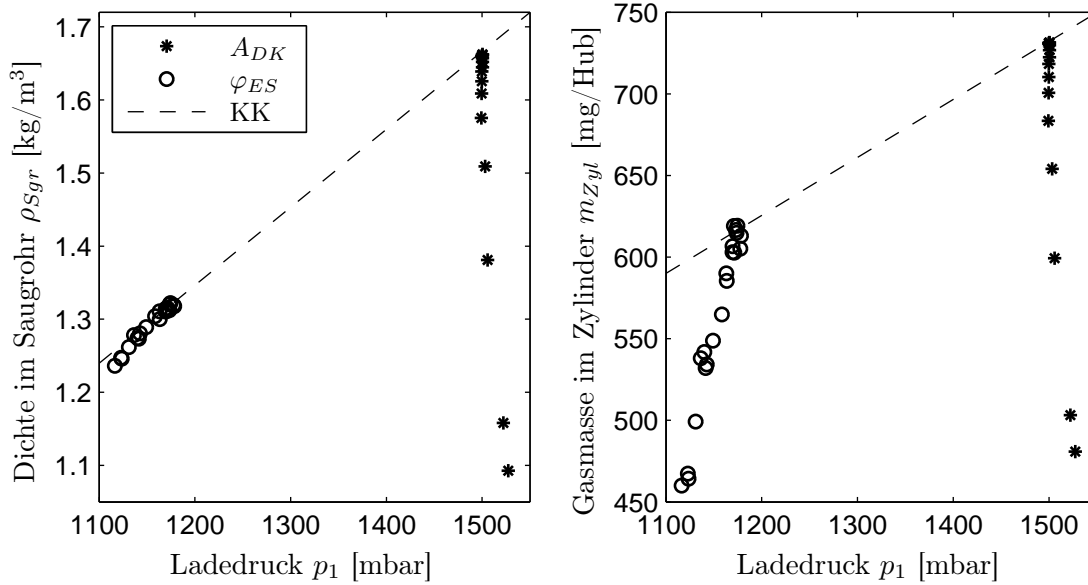


Abbildung 2.2: Abhängigkeit der Dichte im Saugrohr und der Gasmasse im Zylinder vom Ladedruck bei Variation der Drosselklappenstellung und des Einlass-Schließt-Winkels des Ventiltriebs
 Betriebspunkte: $n_{Mot} = 1250/\text{min}$, $M_{eff} = 30\text{Nm}$; $n_{Mot} = 2000/\text{min}$, $M_{eff} = 100\text{Nm}$

Es ist ersichtlich, dass die Information des Ladedruckwertes bei Manipulationen des Gaszustands nach dem Verdichter bis hin zum Brennraum nicht ausreicht, um die Gasmasse im Brennraum eindeutig zu bestimmen. Des Weiteren ermöglicht die zylinderexterne Größe Ladedruck keine zylinderindividuelle Einstellung der Gasmasse. Auftretende Zylinderungleichverteilungen, besonders in dynamischen Betriebsphasen, können somit nicht ausgeglichen werden. Im Zuge der Steigerung der Komplexität zukünftiger Motorenkonzepte mit dem Ziel, eine größere Variabilität im Gassystem zu ermöglichen, kann der Ladedruck als Führungsgröße keine zufriedenstellende Prozessgröße sein. Infolge dessen und insbesondere vor dem Hintergrund steigender Anforderungen an die Emissionssenkung kommt der Zylindergasmasse als Brennrauminformation und als Führungsgröße eine wachsende Bedeutung zu. Zusätzlich ist die Zylindergasmasse eine wichtige Information für die Zumessung von rückgeführtem Abgas. Der Ladedruck kann dann als Sollwert in einem unterlagerten Regelkreis und somit auch zur Bauteilüberwachung des Turboladers genutzt werden [49]. Die in Abbildung 2.2 dargestellte Variation des Einlass-Schließt-Winkels

stellt neben der Gasmassenbeeinflussung auch eine Veränderung der effektiven Verdichtung dar. Beide Größen, Gasmasse und effektives Verdichtungsverhältnis, sind miteinander verknüpft und werden für die Gaszustandsregelung als Haupt- bzw. Nebenführungsgröße verwendet.

Sauerstoffgehalt x_{O_2Zyl} im Brennraum

Die zweite wichtige Hauptführungsgröße zur Einstellung des Gaszustands im Brennraum ist der Sauerstoffgehalt als Maß für die Ladungszusammensetzung. Diese Prozessgröße besitzt einen entscheidenden Einfluss auf den Zündverzug sowie auf den anschließenden Verbrennungsablauf, und hat somit direkte Auswirkungen auf die Schadstoffentstehung. Der Sauerstoffgehalt im Brennraum lässt sich sehr gut mit den Methoden der externen und internen Abgasrückführung einstellen.

Serienkonzepte bedienen sich der Frischluftmasse m_{FL} als Regelgröße zur indirekten Einstellung der Abgasrückführung. Aus den bereits genannten Gründen kann diese Größe nicht die erforderliche Regelgenauigkeit liefern, wie sie für neue Brennverfahrenskonzepte nötig ist. Des Weiteren ist eine Trennung von zylinderindividueller interner und externer Hoch- und Niederdruckabgasrückführung allein auf Basis der Frischluftmasse nicht möglich.

Neue Konzeptansätze verwenden die Abgasrückführrate r_{AGR} nach Gleichung 2.3 als Regelgröße für die Abgasrückführung. Diese ist als das Verhältnis der rückgeführten Abgasmenge m_{AGR} zur Zylindergasmasse m_{Zyl} definiert.

$$r_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_{Zyl}} = \frac{m_{Zyl} - m_{FL}}{m_{Zyl}} \quad (2.3)$$

Diese Methode bringt im Vergleich zur Frischluftmasse erhebliche Verbesserungen in der Regelgenauigkeit der Abgasrückführung, berücksichtigt jedoch nicht den Restsauerstoff im rückgeführten Abgas. Dieser entsteht vorwiegend in Schubphasen und in Kennfeldbereichen, in denen der Dieselmotor mit Luftüberschuss (Abgas-Lambda-Wert $\lambda > 1$) betrieben wird. Abbildung 2.3 verdeutlicht im linken Diagramm den Zusammenhang zwischen Abgasrückführrate und Sauerstoffgehalt im Zylinder bei Variation der Hochdruck-Abgasrückführrate in einem Betriebspunkt. Das Verhalten zweier unterschiedlich berechneter Lambda-Werte im Abgas (Luftverhältnis λ_L und Sauerstoffverhältnis λ_{O_2}) für diesen Versuch verdeutlicht das rechte Diagramm. Es zeigt sich, dass beide Verhältnisse nicht identisch sind. Grund dafür ist die unterschiedliche Abhängigkeit beider Größen von der Abgasrückführrate [63]. Das Luftverhältnis bezeichnet das Verhältnis von zugeführter Frischluftmenge zu der für eine stöchiometrische Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffs erforderliche Luftmen-

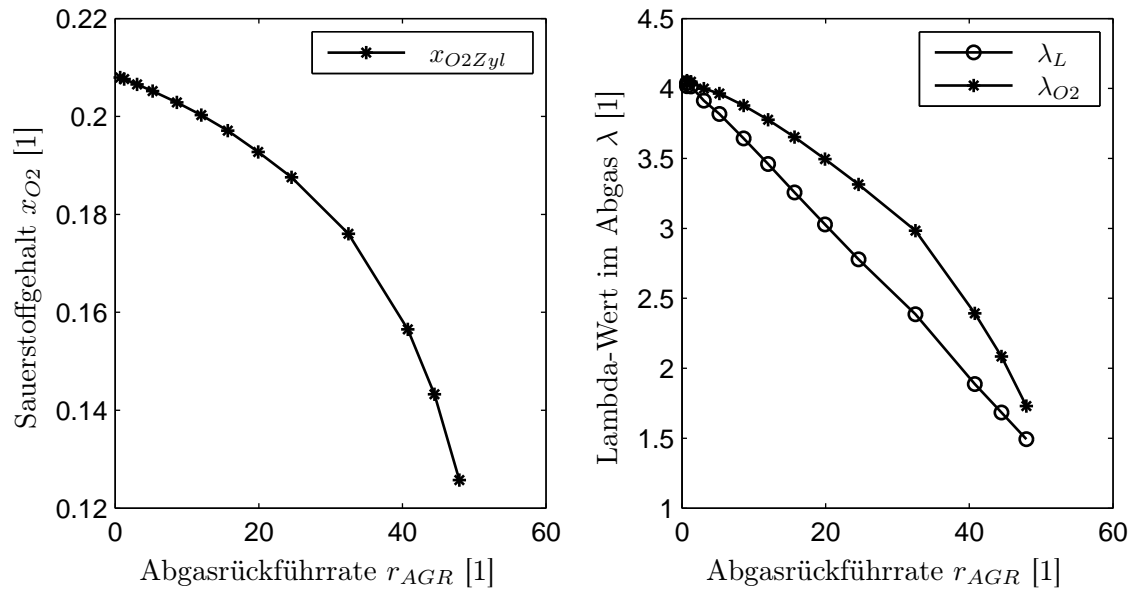


Abbildung 2.3: Zusammenhang zwischen Abgasrückführrate, Sauerstoffgehalt und Lambda-Wert bei Variation der Hochdruck-Abgasrückführung (Die Zylindergasmasse wurde bei diesem Versuch nicht konstant gehalten.)

Betriebspunkt: $n_{Mot} = 2000/\text{min}$, $M_{eff} = 50\text{Nm}$

ge nach $\lambda_L = m_{FL} / (L_{st} \cdot m_{Kr})$. Das Sauerstoffverhältnis beschreibt das Verhältnis von im Gemisch aus Frischluft und rückgeführtem Abgas vorhandener Sauerstoffmenge zu der für eine stöchiometrische Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffs erforderliche Sauerstoffmenge nach $\lambda_{O_2} = m_{O_2} / (O_{st} \cdot m_{Kr})$. Die Parameter L_{st} bzw. O_{st} beschreiben das stöchiometrische Luft- bzw. Sauerstoffverhältnis mit den allgemeinen Werten 14,5 bzw. 3,045 für Dieselmotorkraftstoff. Für einen vollständigen (stöchiometrischen) Energieumsatz von 1kg Kraftstoff werden demzufolge 14,5kg Luft bzw. 3,045kg Sauerstoff benötigt. Das Sauerstoffverhältnis entspricht dem Lambda-Wert für die Verbrennung nach erfolgter Einspritzung. Ohne Berücksichtigung des Restsauerstoffs im Abgas erfolgt eine ungenaue Einstellung eines geforderten Sauerstoffgehalts im Zylinder sowie eines daraus folgenden Lambda-Wertes im Abgas.

Für die Regelung alternativer Dieselmotorenverfahren mit erhöhten Abgasrückführraten und einer großen Sensibilität gegenüber dem Sauerstoffgehalt im Brennraum, ist es demzufolge besonders wichtig, alle Gasmassenanteile in ihrer Zusammensetzung zu berücksichtigen. Daher wird im vorgestellten Konzept direkt der Sauerstoffgehalt im Zylinder als Führungsgröße verwendet. Die Abgasrückführrate dient unterlagert als Stellgröße für die internen und externen Abgasrückführsteller. Den Zusammenhang zwischen Sauerstoffgehalt im Zylinder und Abgasrückführrate stellt die folgende Gleichung 2.4 her, dessen Herleitung in Kapitel 4 tiefergründiger beschrieben wird.

$$x_{O2Zyl} = x_{O2FL} - r_{AGRZyl} \cdot (x_{O2FL} - x_{O2ZylAbg}) \quad (2.4)$$

Welchen Einfluss die Wahl der Führungsgröße für die Abgasrückführung auf das Emissionsverhalten des Dieselmotors hat, soll anhand von Abbildung 2.4 für einen exemplarischen Stationärbetriebspunkt verdeutlicht werden.

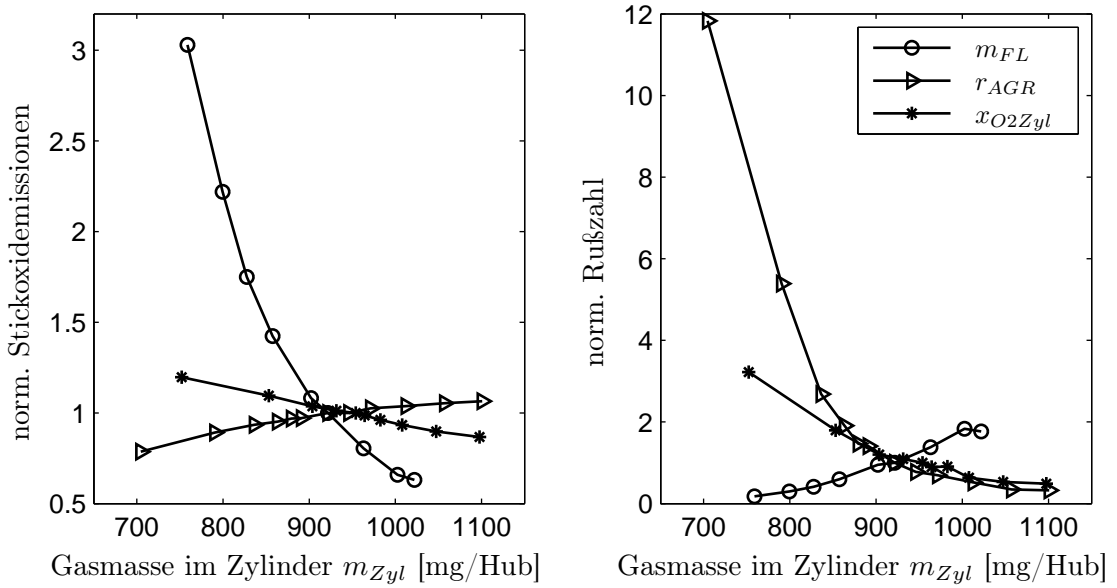


Abbildung 2.4: Verhalten der Stickoxidemissionen und Rußemissionen bei unterschiedlichen Führungsgrößen für die Einstellung der Abgasrückführungsmenge (Normierung auf den Standardpunkt bei ca. 930 mg/Hub)
Betriebspunkt: $n_{Mot} = 2500/\text{min}$, $M_{eff} = 165\text{Nm}$

Im dynamischen Motorbetrieb ist eine Verstärkung der dargestellten Effekte zu erwarten. In diesem Versuch wurde bei konstantem Betriebspunkt die Ladungsmasse im Zylinder durch Androsseln bzw. Ladedruckerhöhung variiert. Die applizierte rückgeführte Abgasmenge wurde nur mit Hilfe des Niederdruckkreises bereitgestellt. Die Drallklappen wurden entsprechend der Serienapplikation nicht angestellt. Des Weiteren wurde nur die Haupteinspritzung aktiviert. Beide Diagramme zeigen die Auswirkung der Gasmassenvariation auf die Stickoxid- und Partikelemissionen bei konstanter Vorgabe verschiedener Führungsgrößen für die Abgasrückführung. In diesem Fall simuliert die Variation einen provozierten Fehler in der Gasmasse ausgehend vom Normpunkt bei ca. 930 mg/Hub. Im linken Diagramm in Abbildung 2.4 wird deutlich, dass bei konstantem Frischluftmassensollwert bereits eine kleine Abweichung der aktuellen Ladungsmasse vom ihrem Sollwert eine große Änderung der

Stickoxidemissionen bewirkt. So verursacht eine Gasmassenabweichung von ca. 10% einen Anstieg der Stickoxidemissionen um ca. 40%. Durch die Regelung einer konstanten Abgasrückführrate ergeben sich bei einer Abweichung in der Sollgasmasse deutlich geringere Auswirkungen auf die Stickoxidemissionen. Unter Verwendung eines konstanten Sauerstoffgehalts im Brennraum verbessert sich der Effekt auf das Emissionsverhalten des Motors weiter. Es ergibt sich ein annähernd neutrales Verhalten. Bei der Betrachtung der Rußemissionswerte im rechten Diagramm von Abbildung 2.4 für dieselbe Messung ergeben sich ebenfalls Vorteile bei der Verwendung des Sauerstoffgehalts als Führungsgröße für die Abgasrückführung.

Führungsgrößen für das Einspritzsystem

Die wesentliche Aufgabe des Einspritzsystems ist die Einbringung des erforderlichen Kraftstoffs anhand der vorgegebenen Strategie. Die daraus resultierende Art und Weise des Einspritzvorgangs bestimmt maßgeblich den Gemischbildungsprozess und die folgende Energieumsetzung. In der eingesetzten Verbrennungsregelung wird entlang des Momentenpfades das indizierte Moment als Regelgröße verwendet. Sonstige Parameter, wie Einspritzdruck, -dauer sowie Anzahl der Einspritzungen, ergeben sich aus der Strategie bzw. aus der erforderlichen Kraftstoffmenge.

Indiziertes Moment M_{ind}

Das indizierte Moment resultiert aus dem Verlauf der freigesetzten chemisch gebundenen Energie der eingespritzten Kraftstoffmenge sowie der am Kolben verrichteten Volumenänderungsarbeit. Es ist aus dem gemessenen Druckverlauf im Zylinder über den indizierten Mitteldruck errechenbar. Beim Dieselmotorenverfahren besteht ein direkt proportionaler Zusammenhang zwischen Einspritzmenge und indiziertem Moment. Mit Hilfe der Prozessrückmeldung können weiterhin zylinderindividuelle Einspritzmengenkorrekturen vorgenommen werden, die sich wiederum positiv auf das Emissions- und Geräuschverhalten des Motors auswirken. Somit ist das indizierte Moment der Hochdruckphase eine physikalisch richtige Größe zur Führung des Einspritzsystems [29].

Führungsgrößen mit Wirkung auf beide Stellsysteme

Verbrennungsschwerpunktlage φ_{AQ50}

Die Winkellage des Verbrennungsschwerpunkts liefert eine Rückmeldung über den

Wirkungsgrad und die Qualität des Prozesses und wird ebenfalls aus dem gemessenen Druckverlauf ermittelt. Sie eignet sich als eine weitere Führungsgröße für das Einspritzsystem [29] und im weiteren Sinne auch für das Gassystem. Grund dafür ist die Abhängigkeit der Schwerpunktlage vom Zeitpunkt des Einspritzbeginns und vom Gaszustand im Zylinder zu Einspritzbeginn. Die Verbrennungsschwerpunktlage nimmt somit für alle Dieselmotorenverfahren eine entscheidende Position ein.

Bei konventionellen und teilhomogenen Brennverfahren erfolgt die primäre Regelung des Schwerpunkts direkt mit Hilfe des Einspritzsystems. Bei stark homogenisierten Brennverfahren mit sehr früher Einspritzung in den Kompressionshub wird der Schwerpunkt über den Gaszustand geregelt. Während der erforderlichen Brennverfahrenswechsel im Motorkennfeld erfolgt die Regelung der Schwerpunktlage über den Einspritzbeginn mit Unterstützung des Gassystems. Somit ergibt sich eine Kopplung des Gaszustands mit der Einspritzung zur Gestaltung des Verbrennungs- und Emissionsverlaufs. Dieser Umstand bedarf einer zielgerichteten übergeordneten Koordinierung und Führung der verschiedenen Regelgrößen im Gesamtkonzept.

Maximaler Druckgradient $dp/d\varphi_{max}$ im Brennraum

Der maximale Druckgradient im Brennraum beschreibt ebenfalls die Qualität der Verbrennung und ist ein Maß für die Geräuschentwicklung sowie die Bauteilbelastung während des Verbrennungsprozesses. Mit Hilfe einer erhöhten Abgasrückführung oder gezielten Voreinspritzungen kann der maximale Druckanstieg gesenkt werden. In erster Linie dient dieses Verbrennungsmerkmal als Prozessrückmeldung zur Korrektur der anderen Führungsgrößen für das Gas- und Einspritzsystem in einem übergeordneten Koordinator. Für diesen Fall wird betriebspunktabhängig ein Maximalgrenzwert vorgegeben.

2.5.2 Gesamtstruktur des zylinderdruckbasierten Motormanagements

Im vorherigen Abschnitt wurden verschiedene Größen auf ihre Eignung zur Verbrennungssteuerung hin untersucht. Als direkte Führungsgrößen wurden die Gasmasse und der Sauerstoffgehalt im Zylinder sowie das indizierte Moment und die Verbrennungsschwerpunktlage identifiziert. In diesem Abschnitt soll der Aufbau des Konzepts und die Eigenschaften der wesentlichen Funktionsblöcke näher erläutert werden. Die Gesamtstruktur des zylinderdruckbasierten Motormanagements gliedert sich in die fünf Hauptkomponenten: *Zylinderkoordinator*, *Gaszustandsregelung*, *Gas-*

zustandsmodell, Verbrennungsregelung und Merkmalsberechnung. Deren funktionaler Zusammenhang wird durch Abbildung 2.5 verdeutlicht. Im Folgenden werden die einzelnen Blöcke genauer betrachtet.

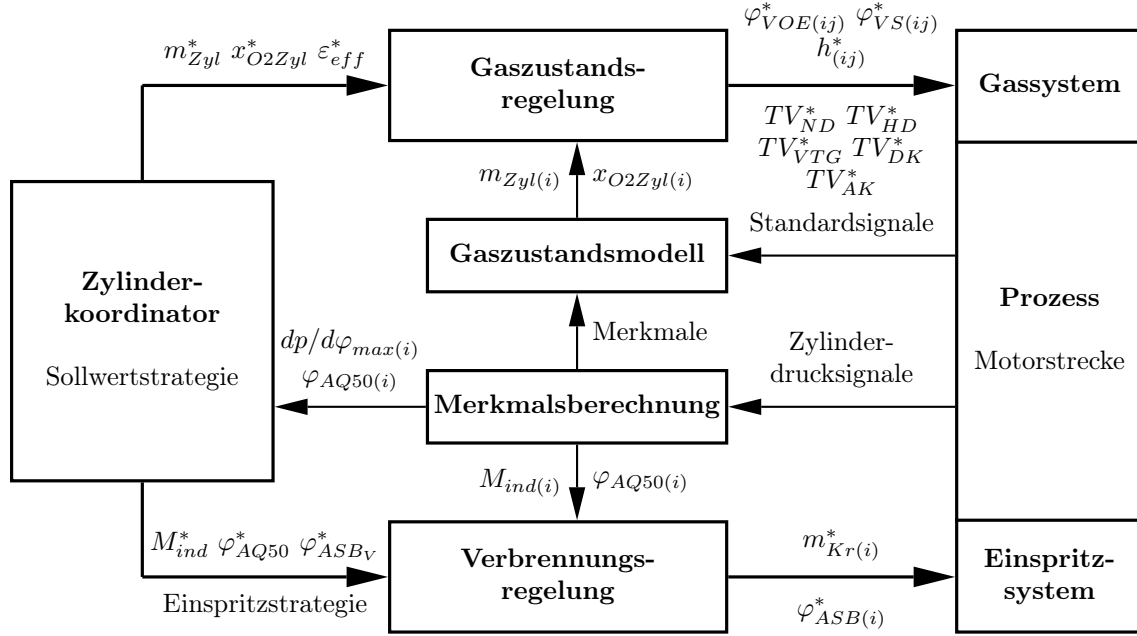


Abbildung 2.5: Gesamtstruktur des zylinderdruckbasierten Motormanagements (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Zylinderkoordinator

Der Funktionsblock „Zylinderkoordinator“ formt die aktuellen Sollwerte für die Führungsgrößen der Gaszustands- und Verbrennungsregelung entlang einer definierten Betriebsstrategie (Betriebsart mit jeweiligem Brennverfahren) und anhand des angeforderten Fahrerwunschmoments. Bei der Applikation des Zylinderkoordinators stehen die Kriterien Fahrdynamik und -komfort, Geräusch und Verbrauch sowie der Schadstoffausstoß im Vordergrund. Das gewählte Optimum ist dabei immer ein Kompromiss zwischen den genannten Kriterien.

Abgesehen von den Betriebsmodi Kaltstart, Warmlauf und Regenerationsphasen der Abgasnachbehandlungskomponenten wird im Zylinderkoordinator für den Normalfahrbetrieb betriebspunktabhängig die jeweilige Brennverfahrensstrategie festgelegt. Die Notwendigkeit des Einsatzes unterschiedlicher Brennverfahren im Drehzahl-Last-Kennfeld zukünftiger Motorgenerationen wurde bereits in Abschnitt 2.1 erläutert. Eine mögliche Verteilung der Betriebsstrategie wurde in Abbildung 2.1 aufgezeigt. Jedes Brennverfahren fordert individuell angepasste Zustandswerte für

Gasmasse, effektive Verdichtung und Sauerstoffgehalt, sowie für die Verbrennungsschwerpunktlage, die Kraftstoffmengenverteilung, den Einspritzbeginn und die Einspritzfolge. Deren optimales Zusammenspiel wird vom Zylinderkoordinator auch in Abhängigkeit von Prozessrückmeldungen, wie beispielsweise dem aktuellen maximalen Druckgradienten und der aktuellen Schwerpunktlage der Verbrennung, koordiniert.

Die geforderten Sollwerte werden im weiteren Funktionsablauf für alle Zylinder gleich an die Gaszustands- und Verbrennungsregelung als Führungsgrößen gesendet. Eine zylinderindividuelle Sollwertvorgabe ist ebenfalls denkbar. Dem Funktionsblock „Gaszustandsregelung“ werden die Sollwerte für die Regelgrößen Zylindergasmasse m_{Zyl}^* und Sauerstoffgehalt im Zylinder $x_{O_2Zyl}^*$ übergeben. Das effektive Verdichtungsverhältnis ε_{eff}^* wird als Steuerwert gesendet. Der Funktionsblock „Verbrennungsregelung“ erhält das indizierte Sollmoment M_{ind}^* als Regelgröße. Entsprechend des aktuellen Brennverfahrens wird die Verbrennungsschwerpunktlage φ_{AQ50}^* als weitere Regelgröße vorgegeben. Zusätzlich wird ebenfalls anhand des aktuellen Brennverfahrens die gewünschte Einspritzstrategie mit einem vorgesteuerten Ansteuerbeginn φ_{ASBV}^* weitergereicht.

Aufgrund des übergeordneten Zylinderkoordinators ist eine Kopplungsfunktion zwischen Gaszustands- und Verbrennungsregelung nicht erforderlich. Dies unterstreicht den modularen und variablen Aufbau des Konzepts. Als Option des Zylinderkoordinators kann die Vorgabe eines Sollwertes für die Einlass-Schließt-Temperatur im Brennraum angesehen werden.

Für den Zylinderkoordinator ist anzumerken, dass dessen Aufbau und Funktionalität beliebig erweitert werden kann. Denkbar sind an dieser Stelle auch optimierende Ansätze zur Sollwertbildung [11]. Dabei sollte ein erforderlicher Zündverzug berücksichtigt werden. In dieser Arbeit erfolgt über den Zylinderkoordinator eine kennfeldbasierte bzw. auf vereinfachten Korrekturalgorithmen beruhende Sollwertvorgabe und -führung.

Gaszustandsregelung

Die Aufgabe des Funktionsblocks „Gaszustandsregelung“ ist die modellbasierte Vorsteuerung der einzelnen Stellelemente im Gassystem und die zylinderindividuelle Einregelung einer geforderten Gasmasse und eines gewünschten Sauerstoffgehalts in jedem Zylinder. Ein wesentlicher Bestandteil der Gaszustandsregelung ist die funktionsgrößenorientierte Einbindung aller Gassystemsteller in die Regelung unter Ausnutzung der jeweiligen dynamischen Stelleigenschaften sowie deren Koordination. Der genaue Aufbau und die Funktionsweise des Gasregelungskonzepts werden

in Kapitel 5 ausführlicher beschrieben.

Gaszustandsmodellierung

Der Funktionsblock „Gaszustandsmodellierung“ bildet die wesentliche Voraussetzung für den Einsatz der Gaszustandsregelung. Die Modellierung ist eine ebenfalls zylinderindividuelle Berechnung einzelner Gaszustandsgrößen. Dabei werden die hochaufgelösten Zylinderdrucksignale und die Signale brennraumexterner Standardmessgrößen als Modelleingänge verwendet. Teilweise können die zeitlich verzögerten Messsignale durch dynamische Modellsignale ersetzt werden. Die errechneten Modellgrößen dienen nicht nur zum Schließen der Regelkreise, sondern finden zusätzliche Verwendung in den Vorsteuermodulen des Regelungskonzepts. Gerade für die Realisierung und den sicheren Betrieb alternativer Brennverfahren sind exakte Prozessinformationen auf Basis des Druckverlaufs jedes einzelnen Zylinders unerlässlich. Das Vorgehen bei der Gaszustandsmodellierung wird in Kapitel 4 eingehender behandelt.

Verbrennungsregelung

Der Funktionsblock „Verbrennungsregelung“ ist ein aus dem Seriensteuergerät des Versuchsträgers [26] übernommenes Modul, dessen Funktionalität in das Gesamtkonzept integriert wurde. Als Stellsystem dient das Einspritzsystem. Die Verbrennungsregelung stützt sich gleichermaßen wie die Gaszustandsregelung auf Kennwertinformationen aus dem Zylinderdruck. Mit Hilfe dieser Prozessrückmeldung werden das indizierte Moment und je nach Brennverfahrensstrategie (konventionell oder teilhomogen) die Verbrennungsschwerpunktlage eingeregelt. Der genaue Aufbau und die Funktion des Regelungskonzepts werden im folgenden Kapitel 3 beschrieben.

Merkmalsberechnung

Der Funktionsblock „Merkmalsberechnung“ beinhaltet ein Echtzeit-Indiziersystem, welches auf Basis der Zylinderdrucksignale die erforderlichen Druckkennwerte in der Ladungswechsel- und Hochdruckphase des Verbrennungsprozesses für die Modellbildung ermittelt. Dieses Modul gliedert sich in die Serien-Echtzeitindizierung und in ein zweites Teilmodul, das zusätzliche Merkmalsberechnungen ermöglicht. In Kapitel 3 werden beide Funktionsmodule detailreicher vorgestellt.

3 Beschreibung des Entwicklungssystems

Zur Lösung der gesetzten Aufgabenstellung ist ein hochmodernes Entwicklungssystem erforderlich, dessen wesentliche Bestandteile in den folgenden Unterkapiteln näher beschrieben werden. Der Fokus liegt dabei auf der Beschreibung der am Versuchsträger eingesetzten Aktuatorik sowie der Steuergerätekonfiguration. Für ein besseres Systemverständnis wird des Weiteren die konventionelle Motorsteuerung in ihren Kernelementen diskutiert. Auf die gewählte Sensorkonfiguration zur Realisierung neuer Regelungsfunktionen wird in Kapitel 4 als Einstieg in die Gaszustandsmodellierung näher eingegangen. Die Basis des Systems bildet der aktuelle für den US-amerikanischen Markt entwickelte Volkswagen-Dieselmotor zur Erfüllung niedrigster Abgasgrenzwerte. Dieses Aggregat wurde für Forschungszwecke um einen nockenwellenlosen, vollvariablen Ventiltrieb erweitert. Der Betrieb des Versuchsträgers erfolgt auf einem vollausgestatteten Motorprüfstand. Die serienmäßig im Motorsteuergerät vorhandene zylinderindividuelle Verbrennungsregelung bietet weiterhin eine hervorragende Basis für das Entwicklungssystem. Die Entwicklungsumgebung wird durch ein Rapid-Prototyping-System mit zugehörigen Softwarekomponenten und zusätzlichem Echtzeit-Indiziersystem sowie einer thermodynamischen Offline-Prozessanalyse komplettiert.

3.1 Versuchsträger

Der Versuchsträger ist ein moderner 2,0l-TDI-Motor mit Abgasrückführung, welcher in Kombination mit einem komplexen Abgasnachbehandlungssystem die weltweit strengsten Abgasgrenzwerte der Emissionsgesetzgebung BIN5/LEV2 für Pkw-Dieselmotoren erfüllt [26]. Die wichtigsten Kenndaten des Dieselmotors sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Der systematische Aufbau des Motors ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

Die innermotorischen Maßnahmen zur Rohemissionsreduktion umfassen neben konstruktiven Besonderheiten, wie Zylinder-, Kolbenmulden- und Einlasskanalgeometrie, auch die Auslegung des Einspritz- und Gassystems.

Bauweise	4 - Zylinder - Reihenmotor
Arbeitsprinzip	4 - Takt, Kompressionszündung
Ventile pro Zylinder	4
Hubraum	1968 cm ³
Bohrung	81 mm
Hub	95,5 mm
Geo. Verdichtung	16,5
Max. Leistung	103 kW bei 4000 min ⁻¹
Max. Drehmoment	320 Nm bei 1750 - 2500 min ⁻¹
Motormanagement	Bosch EDC17C
Abgasstufe	BIN5 / LEV2

Tabelle 3.1: Technische Kenndaten des Versuchsträgers

Die Kraftstoffeinbringung erfolgt mittels direkt in den Zylinder einspritzenden Injektoren, die nach dem piezoelektrischen Kraftherzeugungsprinzip wirken und von einem Hochdruck-Common-Rail-System¹ gespeist werden. Der maximale Einspritzdruck ist auf 1800 bar festgelegt. Pro Arbeitsspiel sind bis zu 7 Einspritzungen möglich, welche in Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung aufgeteilt sind.

Das externe Gassystem besteht aus verschiedenen Gassystemstellern, welche im Wesentlichen die Gasmasse, die Gaszusammensetzung sowie die Ladungsbewegung im Brennraum beeinflussen. Dabei handelt es sich um den Luftfilter, den Kompressor, den Ladeluftkühler, die Drosselklappe und je eine Drallklappe pro Zylinder, die entlang des Zuströmpfades verbaut sind. Der Kompressor als Teil des Turboladers wird über die Turbine durch den Abgasenthalpiestrom angetrieben und stellt den erforderlichen Ladedruck zur Verfügung. Neben der energetischen Kopplung zwischen Ansaug- und Abgasseite des Motors existiert über das zweikreisige Abgasrückführungssystem zusätzlich eine materielle Verbindung. Eine ungekühlte Hochdruck- sowie eine gekühlte Niederdruckabgasrückführstrecke ermöglichen die Beeinflussung der Ladungszusammensetzung im gesamten Kennfeldbereich des Motors. Wie bereits erwähnt wurde der Zylinderkopf an diesem Forschungsmotor modifiziert und als weiterer Gassystemsteller einnockenwellenloser, vollvariabler Ventiltrieb integriert. Dieser wird in Abschnitt 3.3 näher erläutert. Die serienmäßig verbauten Drallklappensteller sind daher am Versuchsträger nicht vorhanden.

Die verwendeten Abgaspfadkomponenten reduzieren sich auf den Einsatz von Oxidationskatalysator, Dieselpartikelfilter und Abgasklappensteller. Diese sind für die

¹Injektor: Bosch CRI3.2, Hochdruckpumpe: Bosch CP4.1

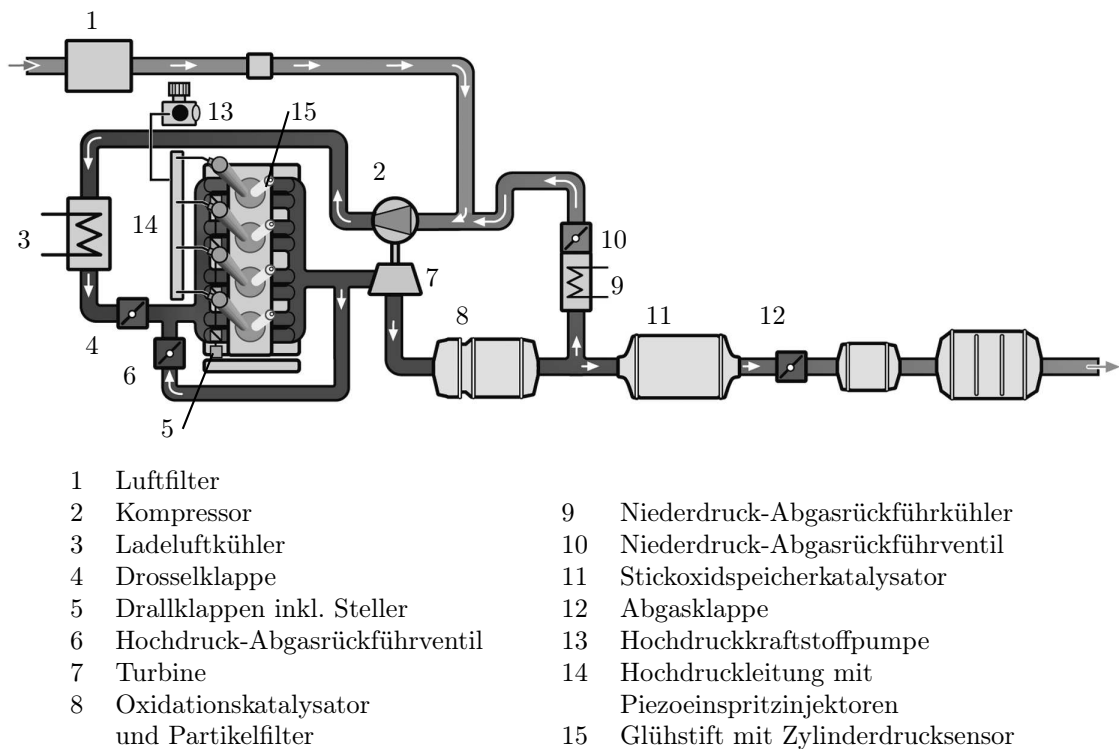


Abbildung 3.1: Schematischer Motoraufbau und Position der wichtigsten Aktuatoren

Funktion der Niederdruckabgasrückführung essentiell.

Das Serienmotormanagement integriert eine zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung sowie eine Ladedruck- und frischluftmassenbasierte Abgasrückführregelung.

3.2 Konventionelle Motorsteuerung

Die konventionelle Motorsteuerung besteht in groben Zügen aus dem Gas- und Einspritzsystemmanagement. Die Steuerung beider Systeme erfolgt in der aktuellen Serienkonfiguration als entkoppelte Struktur. Daher bietet das Serienkonzept wenig Potenzial zur Erfüllung der Anforderungen neuer Brennverfahren an die Regelung. Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines neuen Ansatzes zur Gassystemregelung. Die Seriengassystemregelung findet daher im neuen Konzept keine aktive Anwendung. Der Vollständigkeit halber und für das bessere Verstehen der Konzeptergebnisse im Vergleich zur Serie ist eine Kurzbeschreibung erforderlich. Eingesetzt wird hingegen die zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung zur Steuerung des Einspritzsystems. Sie ist einerseits notwendig für den Basisbetrieb des Motors und soll

andererseits auch in das neue Motormanagementkonzept integriert werden. Im Folgenden werden beide Regelsysteme grob erläutert und beurteilt.

3.2.1 Seriengassystemregelung

Die Gassystemregelung teilt sich auf in einen Ladedruckregelkreis und in eine Frischluftmassenregelung, die indirekt die geforderte Abgasrückführmenge einstellt. Die Führungsgrößen beider Regelkreise werden unabhängig voneinander vorgegeben und eingeregelt. Im dynamischen Motorbetrieb ergibt sich jedoch eine Verkopplung beider Regelkreise, die durch Querempfindlichkeiten im Gas- und Einspritzsystem hervorgerufen werden. Das Resultat sind höhere Anfälligkeiten der Struktur und Abweichungen im Regelverhalten von Ladedruck und Abgasrückführmenge (vgl. [48, 45]).

Ladedruckregelung

Zur Steigerung des Wirkungsgrades wird bei modernen Dieselmotoren mit Hilfe von Abgasturboladern der vom Zylinder angesaugte Gasmassenstrom vorverdichtet. Somit ergibt sich gegenüber dem Atmosphärendruck ein erhöhter Ladedruck, welcher die notwendige Gasmasse im Brennraum bereitstellt. In der Serienregelung wird anstatt der eigentlichen Zielgröße Zylindergasmasse aufgrund der verfügbaren Sensorik stellvertretend der Ladedruck als Regelgröße verwendet. Für die Regelung wird der Ladedruck nach dem Verdichter (vgl. Abbildung 3.1) gemessen und bei einem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) über die Stellung der Turbinenleitschaufeln beeinflusst. Die Struktur der Serienregelung ist vereinfacht in Abbildung 3.2 dargestellt.

Die konventionelle Ladedruckregelung besteht aus einer kennfeldbasierten Vorsteuerung der Stellgröße sowie einem parallelgeschalteten Regelkreis mit linearem PI-Regler. In Abhängigkeit des aktuellen Betriebspunkts (Drehzahl und Einspritzmenge) werden aus jeweils einem Kennfeld der Ladedrucksollwert und der Vorsteuerwert für die Leitschaufelposition ermittelt. Auf Basis des aktuellen Umgebungsdrucks sowie der Motor- und Umgebungstemperatur erfolgt eine zusätzliche kennfeldbasierte Korrektur der Führungsgröße. In bestimmten Betriebszuständen wird aus Gründen des Bauteilschutzes die Regelung deaktiviert und der Turbolader allein durch die Steuerung betrieben.

Es ist ersichtlich, dass diese Regelungsstruktur wenig Möglichkeiten für die Erfüllung variabler Anforderungen neuer Brennverfahren sowie die modellbasierte Verknüpfung mit weiteren Gassystemgrößen zulässt. Weiterhin kann auf dynamische

Änderungen des Gassystemzustands nicht ausreichend reagiert werden. An dieser Stelle könnten verbesserte modellbasierte Vorsteuerungsstrategien mit entsprechender Sollwertführung hilfreich sein (vgl. [8, 47]).

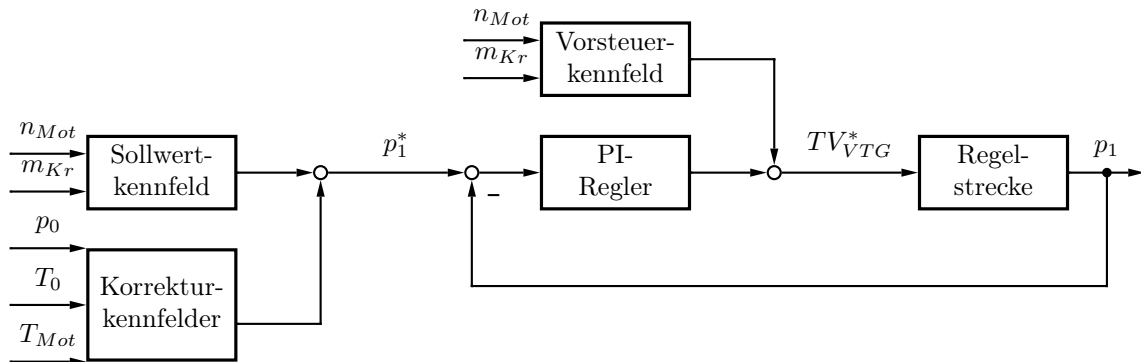


Abbildung 3.2: Vereinfachte Struktur der konventionellen Ladedruckregelung
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Frischluftmassenregelung

Die konventionelle Frischluftmassenregelung verwendet die Frischluftmasse als Regelgröße zur Einstellung einer geforderten Abgasrückführmenge. Diese kann im Gegensatz zum Abgasrückführmassenstrom über einen Sensor am Eingang des Gassystems erfasst werden. Bei dieser gewissermaßen frischluftmassenbasierten Ersatzregelung für die Abgasrückführung wird angenommen, dass die vom Motor angesaugte Gasmasse für einen Betriebspunkt auch bei einer Änderung des Abgasrückführmassenstroms annähernd konstant bleibt. Der Frischluftmassenstrom bildet somit immer die Differenz aus Motormassenstrom und Abgasrückführmassenstrom.

An dem eingesetzten Versuchsträger ist eine zweikreisige Abgasrückführung verbaut. Für die Frischluftmassenregelung ergibt sich somit die Aufgabe der Stellgrößenaufteilung auf mehrere Stellelemente. Abbildung 3.3 zeigt die vereinfachte Struktur der Frischluftmassenregelung für Hoch- und Niederdruckabgasrückführung. Diese besteht aus einer kennfeldbasierten Vorsteuerung einer Ersatzstellgröße, einem parallelgeschalteten Regelkreis mit linearem PI-Regler und einer Splitstruktur. In Abhängigkeit des aktuellen Betriebspunkts (Drehzahl und Einspritzmenge) werden aus jeweils einem Kennfeld der Sollwert für die Frischluftmasse sowie der Vorsteuerwert für die Ersatzstellgröße ermittelt. Zusätzlich kann ein Dynamikeingriff auf die Berechnung der Ersatzstellgröße erfolgen. Die Aufteilung der Ersatzstellgröße ist durch eine Splitstruktur realisiert. Auf Basis der Drehzahl und des Ersatzwertes werden die Sollpositionen für die vier Stellelemente Hochdruckventil, Drosselklappe

sowie Niederdruckventil und Abgasklappe aus applikativen Kennfeldern entnommen. Eine derartige Regelungsstruktur ermöglicht die Verwendung eines einzelnen Reglers zur Ansteuerung mehrerer Stellelemente. Jedoch wird dieser Vorteil durch einen erhöhten Bedienungsaufwand und einer aufwendigen Motorvermessung erkauft. Aufgrund der starren Struktur ergibt sich somit immer nur eine mögliche Kombination für die Position der vier Gassystemsteller. Daher ist die Variabilität der Regelung extrem eingeschränkt. Es ergeben sich zwangsläufig Kopplungseffekte der einzelnen Stellelemente untereinander. Auch an dieser Stelle könnten modellbasierte Vorsteuer- und Regelungsstrategien in Verbindung mit dem Ladedrucksteller Verbesserungen im dynamischen Verhalten der Gassystemstrecke und eine höhere Flexibilität ermöglichen (vgl. [45, 49]).

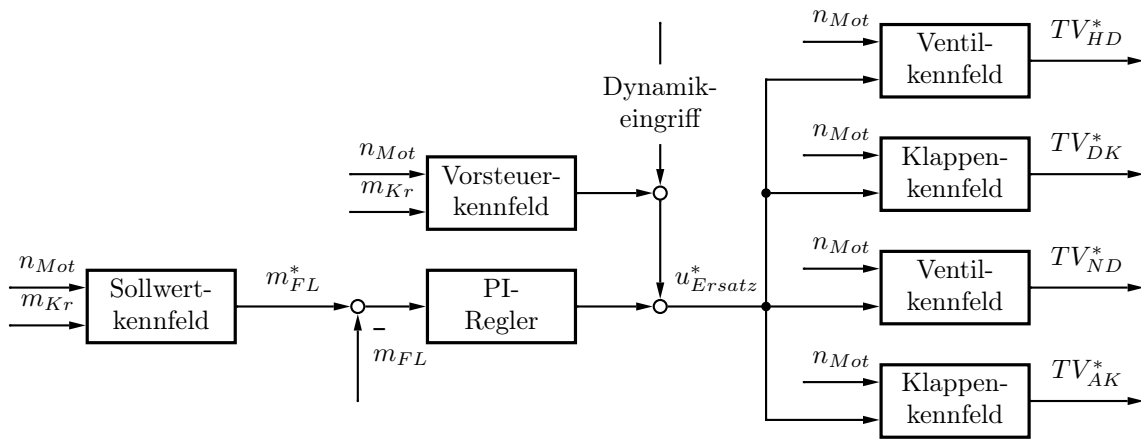


Abbildung 3.3: Vereinfachte Struktur der konventionellen Frischluftmassenregelung für ein Doppelabgasrückführsystem
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Regelverhalten

Abbildung 3.4 zeigt das Verhalten der Serienregelgrößen für das Gassystem im dynamischen Motorbetrieb. Die im oberen Diagramm dargestellte Ladedruckregelung besitzt ein ungenügendes Folgeverhalten. Ein Grund dafür ist die unzureichende Berücksichtigung physikalischer Effekte im Gassystem während einer Ladedruckanforderung im transienten Motorbetrieb. Aufgrund des Regelungsstruktur würde sich dieses Regelverhalten direkt im Verlauf der Zylindergasmasse widerspiegeln. Im Gegensatz dazu wird die Frischluftmasse als Regelgröße für die Abgasrückführung mit hoher Regelgenauigkeit eingestellt (unteres Diagramm). Bei der Applikation wurde anscheinend viel Wert auf die genaue Einstellung dieser Regelgröße gelegt. Das Folgeverhalten des Ladedrucks als Maß für die Zylindergasmasse wurde dabei

vernachlässigt. Wie sich ein Fehler in der Zylindergasmasse bei konstanter Frischluftmasse auf die Stickoxid- und Rußemissionen auswirkt, wurde ausführlich in Kapitel 2 diskutiert. Aufgrund der starr festgelegten Serienregelungsstruktur bleibt für eine Optimierung im dynamischen Betrieb wenig Handlungsspielraum.

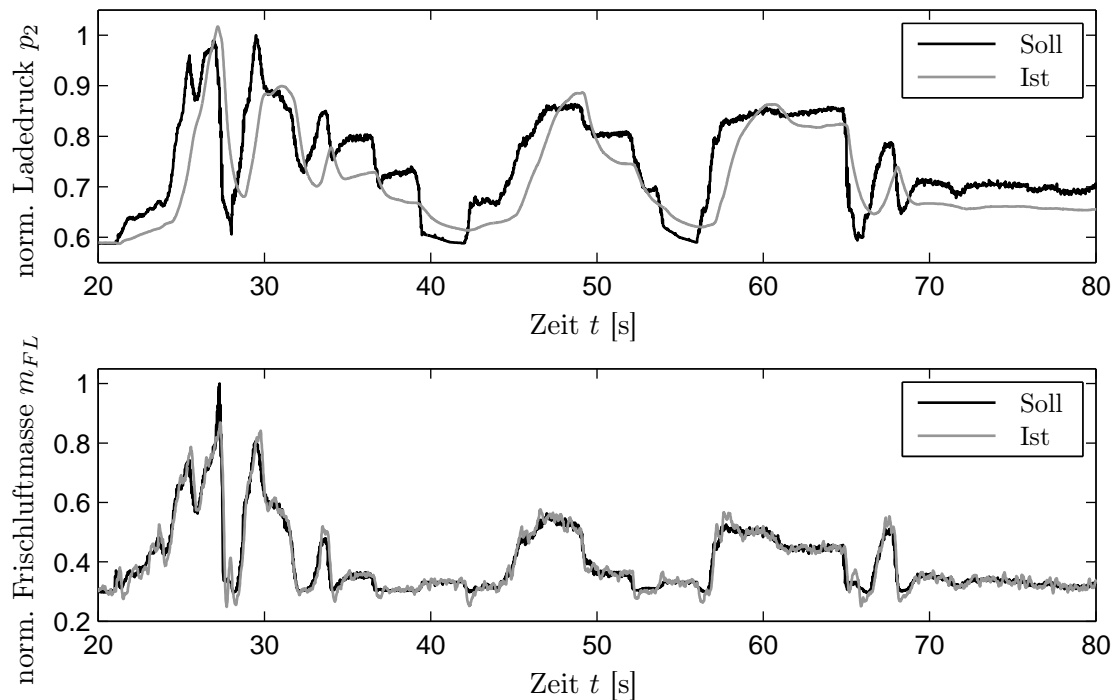


Abbildung 3.4: Verhalten der Serienregelgrößen für das Gassystem im dynamischen Motorbetrieb

3.2.2 Verbrennungsregelung

Essentieller Bestandteil der Verbrennungsregelung ist die serienmäßige, echtzeitfähige Indizierauswertung der Hochdruckphase eines Arbeitsspiels des Motors. Die Druckmessung erfolgt mit Hilfe eines Drucksensors pro Zylinder. Für eine ausführliche Beschreibung des eingesetzten Sensors sei auf [30] verwiesen. Aufgrund dieser Konfiguration kann die Verbrennungsregelung zylinderindividuell und zyklusaufgelöst eingesetzt werden. Abbildung 3.5 zeigt die grobe Struktur der Verbrennungsregelung.

Die Verbrennungsregelung gliedert sich in zwei geschlossene Regelkreise [30]. Entlang des Momentenpfades wird auf Basis des Fahrerwunsches ein indiziertes Sollmoment bestimmt und als eine Führungsgröße der Regelung zugeführt. Die zweite Führungsgröße ist die zugehörige kennfeldbasierte Verbrennungsschwerpunktlage. Diese bezeichnet die Winkellage des 50%-Umsatzes der Gesamtwärmemenge. Als Stellgrößen

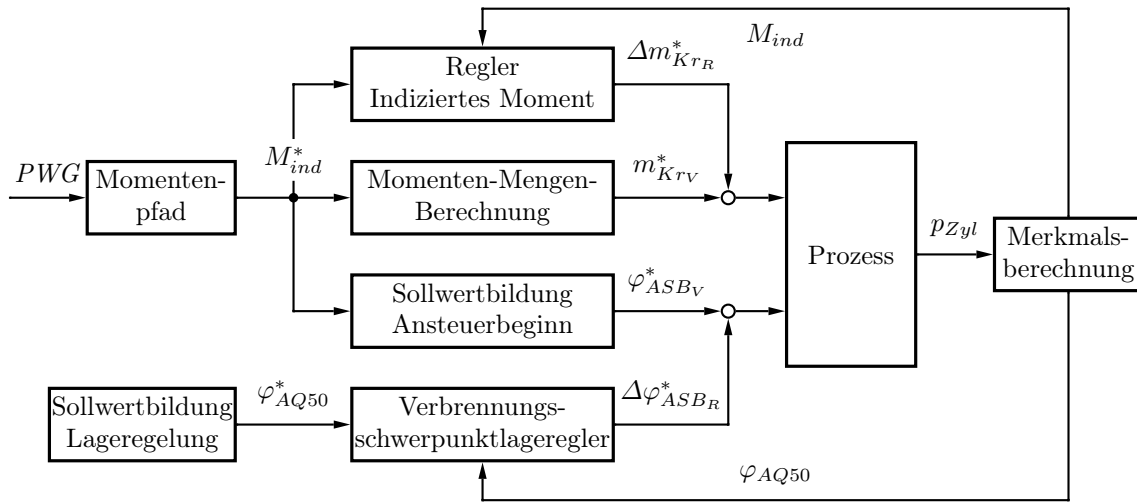


Abbildung 3.5: Grobstruktur der zylinderindividuellen Verbrennungsregelung
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

werden die einzuspritzende Kraftstoffmasse und die Winkellage des Ansteuerbeginns des Injektors für die Haupteinspritzung verwendet. Die Vor- und Nacheinspritzungen werden in ihren Parametern gesteuert vorgegeben und die Auswirkungen in der Gesamtmomentenbilanz berücksichtigt. Auf Basis des gemessenen Hochdruckverlaufs werden das indizierte Moment und die Verbrennungsschwerpunktlage als Merkmalsgrößen des Arbeitsprozesses ermittelt und als Istwerte dem jeweiligen Regelkreis rückgeführt [30]. Dieses Konzept bietet eine hervorragende Möglichkeit für eine stabile Regelung des Verbrennungsprozesses eines jeden Zylinders auch und besonders bei alternativen Brennverfahren.

Im Rahmen des neuen Konzepts für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement erfolgt die Sollwertvorgabe für M_{ind}^* , φ_{AQ50}^* und φ_{ASbV}^* durch den übergeordneten Zylinderkoordinator.

3.3 Ventiltriebsystem

Das eingesetzte nockenwellenlose Ventiltriebsystem ist eine Eigenentwicklung der Volkswagen AG und ermöglicht eine zylinderindividuelle, hochdynamische und vollvariable Betätigung der Ein- und Auslassventile des Motors. Dabei können die Ventilöffnungs- und -schließwinkel sowie der Ventilhubverlauf aller sechzehn Gaswechselventile unabhängig voneinander und nahezu beliebig variiert werden. Es bietet somit erhebliches Potenzial zur zyklusindividuellen Beeinflussung des Ladungswechsels jedes einzelnen Zylinders. Realisierbare Ventilhubverläufe, welche auch in

der thematisierten Gaszustandsregelung ihre Anwendung finden, sind in Abbildung 3.6 skizziert.

Das System gliedert sich in die Aktuatoren, die Endstufeneinheit mit integrierter Leistungselektronik und das Ventilsteuergerät [68, 74]. Der hierfür zum Einsatz kommende rotatorische Ventilantrieb ist ebenfalls in Abbildung 3.6 dargestellt [34]. Der Aktuator arbeitet nach dem elektromotorischen Wirkprinzip, das auf der Überlagerung eines elektrisch erregten Feldes mit einem permanent erregten Magnetfeld basiert. Bei diesem Aufbau sind Spule und Eisenkreis in zwei Segmente aufgeteilt und in den Stator integriert. Die Permanentmagnete sind auf dem Rotor angebracht, welcher mit dem Ventilschaft drehbar gekoppelt ist. Mit dieser Ankopplung erfolgt die Umsetzung der rotatorischen Bewegung des Rotors in eine translatorische Bewegung des Ventils. In Abhängigkeit der Stromrichtung und -amplitude wirkt die vom Magnetfeld erzeugte Kraft auf den Rotor und gleichzeitig auf das Ventil. Dabei können über weite Hubbereiche große Kraftamplituden frei eingestellt werden. Diese erlauben einen hohen Freiheitsgrad in der Wahl der Steuerzeiten und der Kurvenform des Ventilhubes. Im Gegensatz zu elektromagnetischen Aktuatoren ist bei diesem Aktorprinzip keine Federunterstützung erforderlich. Es ergeben sich somit keine Quereinflüsse durch Nichtlinearitäten in den Federsteifigkeiten, welche der Aktordynamik entgegen wirken würden. Aufgrund der hohen Leistungsdichte kann der elektromotorische Aktuator als Einlass- und Auslassventilantrieb ohne Nockenwellenunterstützung eingesetzt werden.

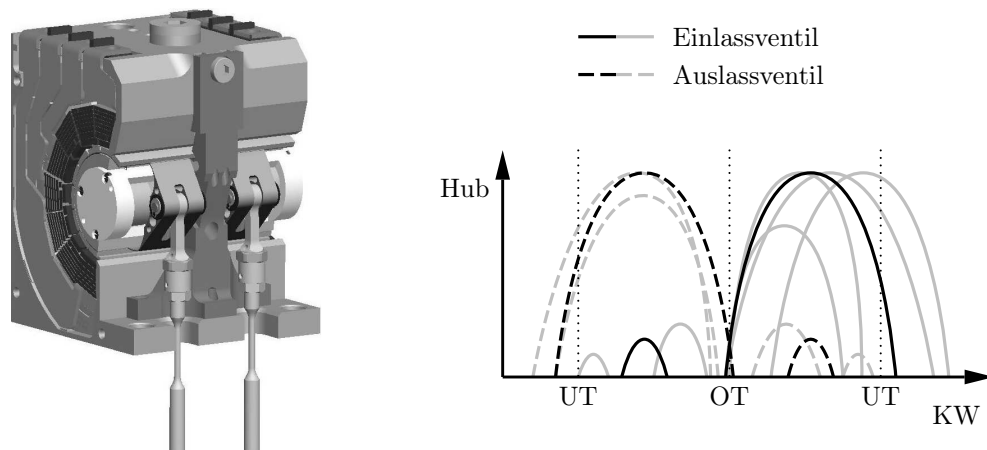


Abbildung 3.6: Darstellung des Ventilaktuator und beispielhafte Ventilhubkurven

Im Ventilsteuergerät ist die Regelungseinheit für das gesamte Ventiltriebsystem implementiert. Abbildung 3.7 veranschaulicht die Grobstruktur der Aktuatorregelung.

Für jeden Aktuator ist eine Positionsregelung mit zwei unterlagerten Stromregelkreisen vorgesehen. Auf Basis der Soll- und Isthubverläufe (x^* , \hat{x}) sowie des aktuellen Zylinderinnendruckwertes p_{Zyl} berechnet diese pro Aktuator die erforderliche Stellkraft F^* . Daraus werden über das inverse Kraftkennfeld zwei Sollströme (i_1^* , i_2^*) bestimmt und an die Leistungselektronik übermittelt. Diese regelt über die Aktorspannungen (U_{A1}^* , U_{A2}^*) die Sollströme ein. Die Lagerückmeldung des Ventilhubes s wird mit Hilfe eines linearen induktiven Wegsensors bereitgestellt, der am Ventil schaft angebracht ist. Die Sensierung der Istströme (i_1 , i_2) der Teilstränge eines Aktuators erfolgt individuell jeweils über einen Hallsensor. Als weitere Eingangsgröße der Regelung wird die Istposition der Kurbelwelle in Form des Kurbelwellenwinkels φ_{KW} verwendet. Der Sollhubverlauf x^* für jedes einzelne Gaswechselventil wird als Funktion des Kurbelwellenwinkels durch den Sollwertgenerator auf Basis der externen Hubkurvenvorgabe $h_{(ij)}^*(\varphi)$ berechnet und der Positionsregelung zugeführt. Die Hubkurvenvorgabe erfolgt im Rapid-Prototyping-System auf Basis der Modell- und Regelungsfunktionen. An den Sollwertgenerator werden arbeitsspielaufgelöst in einer festgelegten Notation sämtliche Parameter einer kompletten Hubkurve gesendet.

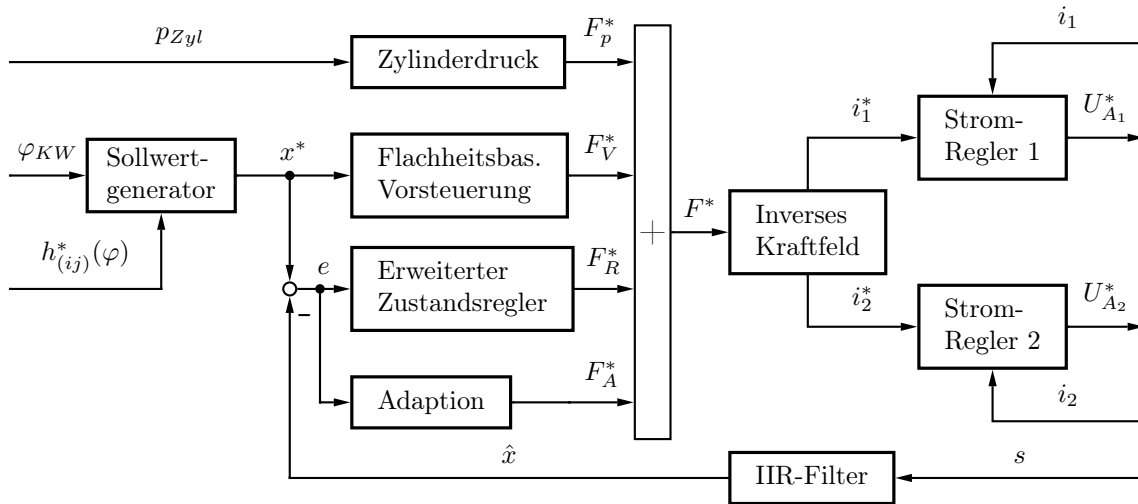


Abbildung 3.7: Grobstruktur der Positions- und Stromregelung eines Ventilaktors (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

3.4 Entwicklungsumgebung

Für die Entwicklung neuer Motorsteuerungsfunktionen sind neben dem Versuchsträger samt Basissteuergerät und neuer Aktuatorik weitere Komponenten und Werkzeuge erforderlich, welche in diesem Abschnitt näher erläutert werden.

3.4.1 Prüfstandsmesstechnik und Steuergerätekonfiguration

Mit Hilfe der Prüfstandsmesstechnik werden eine Vielzahl von Messsignalen erfasst und verarbeitet. Zu diesen Messgrößen gehören im Allgemeinen die Kurbelwinkelposition, Motordrehzahl und Motordrehmoment. Weiterhin werden mittlere und hochaufgelöste Druck- und Temperaturwerte sowie Massenstromwerte ermittelt. Die Messstellen befinden sich entlang des Gas- und Kraftstoffpfades an verschiedenen Positionen des Motors. Mit Hilfe hochauflösender Zylinderdrucksensoren ist der Verlauf des Brennraumdrucks in jedem Zylinder erfassbar. Weiterhin werden an verschiedenen Stellen des Gaspfades Gasproben entnommen und hinsichtlich ihrer Zusammensetzung analysiert. Von besonderem Interesse sind die Konzentrationen von Sauerstoff, Kohlenstoffmon- und -dioxid, Stickoxid und Kohlenwasserstoff. Zusätzlich werden die Rußpartikelemissionen des Motors analysiert. Sämtliche Messgrößen können dem Bediener angezeigt und als Messung abgespeichert werden.

Neben dieser Prüfstandsmesstechnik sind weitere Steuergeräte erforderlich. Abbildung 3.8 skizziert die Konfiguration der Steuergeräte am Prüfstand. Diese sind im Einzelnen das bereits genannte Ventilsteuergerät (VSG) samt Leistungselektronik (LE), das Serienmotorsteuergerät (EDC) sowie das Rapid-Prototyping-System (ES1000) inklusive Echtzeit-Indiziersystem (DZA). Alle in diesen Steuergeräten empfangenen, berechneten und versendeten Größen können ebenfalls mitgemessen und aufgezeichnet werden. Die Anzeige der verschiedenen Mess- und Regelungsgrößen erfolgt mit Hilfe eines Überwachungs- und Applikations-PCs. Dazu dient das Programm INCA der Firma ETAS [13].

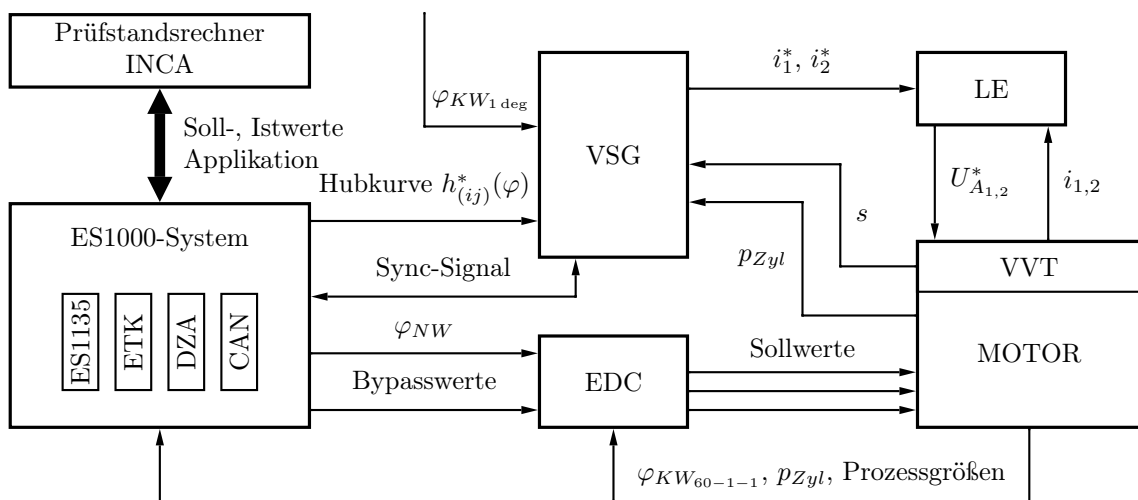


Abbildung 3.8: Steuergerätekonfiguration am Prüfstand
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

3.4.2 Rapid-Prototyping-System

Zur Entwicklung und Erprobung neuer Modell- und Regelungskonzepte für Verbrennungsmotoren ist ein Rapid-Prototyping-System erforderlich, welches im Bypass zum Serienmotorsteuergerät aufgebaut ist. Gewählt wurde dazu das Hardwaresystem ES1000 in Verbindung mit dem Softwarepaket ASCET der Firma ETAS [13]. Im Folgenden werden die wesentlichen Merkmale des Systems zusammengefasst.

Das ES1000-System ist eine modular aufgebaute Gehäuseplattform, die je nach Anwendungsfall verschiedene Systemeinschubkarten aufnehmen kann. Die Kommunikation der Karten untereinander erfolgt über einen leistungsstarken VME-Bus. Das in dieser Arbeit verwendete System besteht aus einem Power-PC-basierten Rechenknoten zur Berechnung der neuen Steuergerätefunktionen. Weitere wesentliche Bestandteile sind die Emulator-Tastkopf-Schnittstellenkarten (ETK) zur Kommunikation mit dem Seriensteuergerät, diverse CAN-Kommunikationskarten sowie analoge und digitale Signalerfassungskarten. Wie bereits erwähnt, ist das Echtzeit-Indiziersystem DZA ebenfalls in das ES1000-System integriert. Die Kommunikation des Hardwaresystems mit dem Überwachungs- und Applikations-PC erfolgt über eine Fast-Ethernet-Schnittstelle.

Das Softwarepaket ASCET bietet die Möglichkeit der grafischen und C-Code-basierten Programmierung von echtzeitfähiger Software zur Entwicklung und Erprobung neuer Steuergerätefunktionen. Dabei kann der Entwickler die Reihenfolge der Funktionsberechnungen in einem Prozess selbst festlegen. Anschließend erfolgt die manuelle Einordnung der Prozesse in Prozessabarbeitungsaufrufe und die Zuweisung dieser in zeit- oder ergebnisgesteuerte Raster mit definierbaren zugehörigen Prioritäten. Somit erhält der Entwickler die volle Flexibilität über den zeitlichen Ablauf der Modell- und Regelungsrechnungen. Aus der Entwicklungssoftware wird im Übersetzungsvorgang echtzeitfähiger und hardwarespezifischer Maschinencode generiert. Auf diese Weise können die neuen Funktionen mit Hilfe des Rapid-Prototyping-Systems am Motorprüfstand getestet werden. Bei entsprechender Bypasskonfiguration werden dann bestimmte Motorsteuergerätegrößen mit neu berechneten Funktionsgrößen überschrieben. So kann beispielsweise der Wert für das Ansteuertastverhältnis der Drosselklappe geändert werden.

3.4.3 Echtzeit-Indiziersystem

Im Rahmen dieser Arbeit wird neben dem Serien-Echtzeit-Indiziersystem ein weiteres echtzeitfähiges Indiziersystem verwendet, da Ersteres primär für die Ventilationsregelung vorgesehen und auf die Anforderungen des Serienzylinderdrucksensors zugeschnitten ist. Das zweite Indiziersystem bietet eine kurbelwinkelsynchrone Erfassung von Drucksignalen und die arbeitsspielaufgelöste Berechnung von charakteristischen Prozessmerkmalen sowohl in der Hochdruck- als auch der Ladungswechselphase. Dazu wird pro Zylinder ein hochauflösender Indizierquarzsensoren eingesetzt. Die berechneten Prozesskennwerte sind essentiell für die in Kapitel 4 dargelegte zylinderindividuelle Gaszustandsmodellierung und die sich darauf aufbauende neue Gassystemregelung.

Die Indizierauswertung umfasst im Groben die Signalerfassung über die Kanaleingänge mit anschließender Signalaufbereitung und Digitalisierung. Entsprechend der Konfiguration erfolgen die Merkmalsberechnungen, deren Ergebnisse als Eingangsgrößen an die Regelungsalgorithmen in der Entwicklungssoftware gesendet werden. Als Kurbelwinkelbasis für die Berechnungen wird das Signal des an der Kurbelwelle montierten Winkelmarkengebers verwendet. Das Indiziersystem (DZA) ist als Einschubkarte in das Rapid-Prototyping-System (ES1000) integriert.

3.4.4 Messdatenauswertung und Offline-Prozessanalyse

Neben den praktischen Versuchen am realen Erprobungssystem ist eine umfangreiche Messdatenauswertung erforderlich. Dazu werden die aufgezeichneten Signale und Größen mit Hilfe eines abteilungsinternen Softwarepakets aufbereitet und analysiert. Dieses Softwarepaket umfasst zusätzlich eine schnelle, arbeitsspielaufgelöste Prozessanalyse der Hoch- und Niederdruckphase zur Nachberechnung und Simulation prozessrelevanter Größen und Verläufe [51, 53]. Diese ausgewerteten Prozessmerkmale sind eine weitere wichtige Basis für die Gaszustandsmodellierung, welche in Kapitel 4 beschrieben wird, sowie für das Verständnis der ablaufenden Motorprozesse. Abbildung 3.9 zeigt exemplarisch für einen Betriebspunkt offline nachberechnete Verläufe für beispielhafte Zustandsgrößen im Zylinder auf Basis des gemessenen hochaufgelösten Brennraumdrucks. Anhand dieser Verläufe können weitere Kennwerte ermittelt werden.

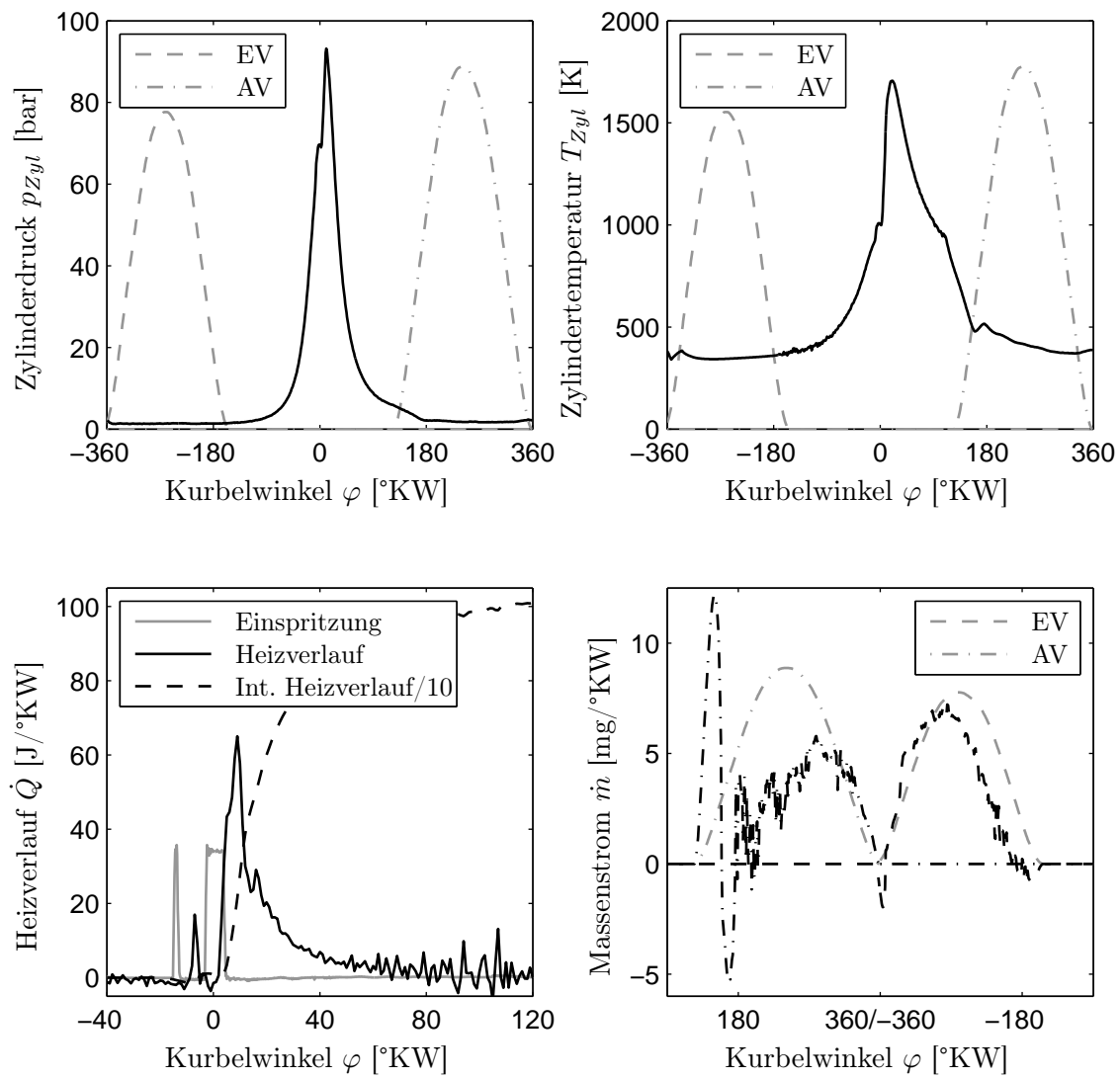


Abbildung 3.9: Beispielhafte Ergebnisse der Offline-Prozessanalyse

4 Modellierung des Gaszustands auf Basis des Zylinderdrucks

Für das in Kapitel 2 vorgestellte Konzept eines zylinderdruckbasierten Motormanagements ist eine zylinderindividuelle Modellierung des Gaszustands im Brennraum erforderlich. Deren Entwicklung wird in diesem Kapitel beschrieben.

4.1 Einführung

In der Phase der Gaszustandsmodellierung besteht der Anspruch, echtzeitfähige und serientaugliche Modellansätze für die regelungsrelevanten Prozessgrößen Zylindergasmasse und Sauerstoffgehalt im Brennraum zu entwickeln. Des Weiteren steht eine physikalisch-motivierte Modellbildung im Vordergrund, d.h. die Prozessgrößen werden rein aus dem sich ändernden Prozesszustand auf Basis physikalischer Zusammenhänge berechnet und nicht in Abhängigkeit variierender Stellgrößenwerte, wie beispielsweise des Sollwertes für eine Ventilposition. Das Resultat ist somit ein ganzheitlicher Modellierungsansatz für den Gaszustand, welcher vom Motoraufbau und von der Betriebsstrategie bzw. vom Betriebszustand unabhängig ist. Als Haupteingangsgröße für das Gesamtmodell steht der zylinderindividuell gemessene Zylinderdruck zur Verfügung. Um physikalische Abhängigkeiten der Modellgrößen von messbaren Prozessgrößen zu ermitteln, werden die Methoden der Korrelationsanalyse angewendet. Ausgehend von den experimentellen Messergebnissen erfolgt die Entwicklung sogenannter Grey-Box-Modelle, welche in der Basis physikalische Modellstrukturen beinhalten. Diese werden um empirische Anteile in Form von nichtlinearen Gleichungen mit approximierten Parametern ergänzt. Im Folgenden werden die empirischen Modellanteile durch die allgemeine Form $z = a_0 + a_1 \cdot x \cdot y$ bzw. $z = b_0 + b_1 \cdot x \cdot y$ beschrieben. Die Größen x und y beschreiben die Eingangsgrößen. Die Größe z ist die Ausgangsgröße. Die Parameter a_0 und a_1 bzw. b_0 und b_1 sind dabei applikative Größen mit unterschiedlichem Wert und resultieren aus der Modellbedatung.

Definition „Gaszustand“

Der Gaszustand im Brennraum ist durch seine thermodynamischen Eigenschaften definiert. Abbildung 4.1 zeigt den Brennraum als Kontrollvolumen, in dem die Prozessgrößen Druck, Temperatur, Gasmasse, Sauerstoffgehalt und Ladungsbewegung zu Kompressionsbeginn vorherrschen. Diese Zustandsgrößen sind, sobald die Einspritzung erfolgt, entscheidend für den sich anschließenden Gemischbildungsprozess (Zündverzugszeit) und beeinflussen somit maßgeblich die Zündbedingungen. Des Weiteren ist der Gaszustand entscheidend für den Brennverlauf (Wärmefreisetzung) und den sich ergebenden Verbrennungswirkungsgrad.

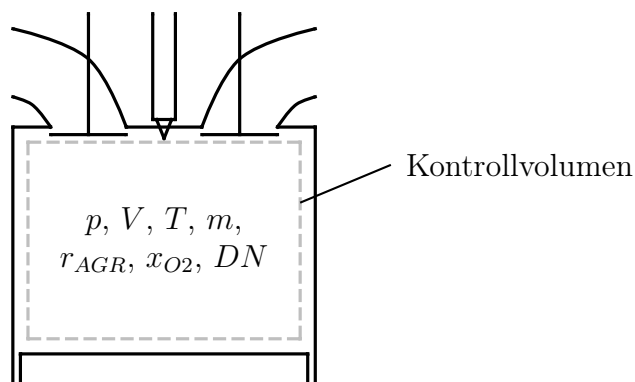


Abbildung 4.1: Beschreibungsgrößen für den Gaszustand im Brennraum

Der Gaszustand im Brennraum wird für alle Zylinder gleich über den äußeren Gaszustand im Ansaug- und Abgassystem und mittels zylinderindividueller Parameter bestimmt. Eine Übersicht über mögliche Stellelemente im Gassystem und deren Einfluss auf den Gaszustand wurde bereits in Abschnitt 2.2 gegeben.

Modellannahmen

Da das Gesamtmodell den Anspruch der Serientauglich- und Echtzeitfähigkeit besitzt, müssen einige grundsätzliche Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden.

- Es erfolgt nur die Modellierung konzeptrelevanter Prozessgrößen mit ausreichender Genauigkeit auf Basis von Mittelwertmodellen. Das systematische Verhalten des Gesamtmodells steht im Vordergrund und nicht die Genauigkeit der Teilmodelle.

- Drosselstellen im System (Drosselklappe, Hochdruck- und Niederdruckabgasrückführventile, Abgasklappe) werden als ideale Drosseln betrachtet.
- Das den Motor durchströmende Gas wird in seinen Eigenschaften als ideal betrachtet, d.h. es ist ideal durchmischt und besitzt in den Kontrollvolumina keine örtlichen Ungleichverteilungen.
- Es erfolgt keine direkte Modellierung des Wandwärmeübergangsverhalten in den Kontrollvolumina. Es wird nur die Erwärmung der Gase infolge von Mischungsvorgängen betrachtet.

Modellreferenzen, Modellbedatung und Korrelationskoeffizient

Als Referenzen für die einzelnen Teilmodelle werden überwiegend Messwerte der Prüfstandssensorik verwendet. Dazu zählen der Massenstromsensor des Prüfstands sowie Drücke und Temperaturen an verschiedenen Positionen im Gassystem. Zusätzlich werden die Abgasrückführrate, der Abgassauerstoffgehalt und das Luftverhältnis im Abgas aus der Abgasanalyse berechnet.

Als Referenzen für die Zustandsgrößen im Zylinder werden die Ergebniswerte der Offline-Ladungswechselanalyse und -Indizierauswertung verwendet (siehe Abschnitt 3.4.4). Dazu werden sämtliche durchgeführten Stationärversuche mit Hilfe der Prozessanalyse zyklus- und zylinderselektiv in ihrem Verlauf nachgerechnet und ausgewertet. Die Rechenergebnisse für die Gesamtgasmasse, Restgasmasse und Temperaturkennwerte dienen weiterhin als Zielgröße für die Modellbedatung.

Nach erfolgter Bedatung wird die Güte der einzelnen Modelle anhand des Korrelationskoeffizienten (KK) beurteilt. Dieser ist ein Maß für den Grad des linearen Zusammenhangs zweier Mengen vom Umfang N . Bei einem Koeffizient von 1 bzw. -1 besteht ein vollständiger linearer Zusammenhang zwischen Ziel- und Modellwert. Für den Wert 0 ist keine Korrelation vorhanden. Mit Hilfe des Korrelationskoeffizienten kann zusätzlich der Einfluss überlagerter nichtlinearer Quereinflüsse auf den Zusammenhang zwischen Modell- und Zielgröße quantifiziert werden. Die folgende Gleichung 4.1 beschreibt die Berechnungsvorschrift.

$$KK = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i - N \cdot \bar{x} \cdot \bar{y}}{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^n x_i^2 - N \cdot \bar{x}^2\right) \left(\sum_{i=1}^n y_i^2 - N \cdot \bar{y}^2\right)}} \quad (4.1)$$

4.2 Struktur des Gesamtmodells und Sensorkonfiguration

Die Erfassung des Gaszustands im Brennraum basiert auf der Beschreibung der physikalischen Vorgänge im Brennraum sowie im Ein- und Auslasstrakt. Daher gliedert sich das Gesamtmodell in zwei Teilsysteme. Das eine System, das externe Gassystem, ist offen und wird kontinuierlich durchströmt. Das zweite System, der Brennraum, ist während des Ladungswechsels mit dem externen Gassystem verbunden. In der Hochdruckphase sind beide Systeme entkoppelt.

Abbildung 4.2 zeigt die Gesamtstruktur der zylinderdruckbasierten Gaszustandsmodellierung. Zur modellbasierten Erfassung der Gesamtgasmasse im Brennraum ist neben dem Druck und dem Volumen auch die Temperatur erforderlich. Die Gesamtgasmasse ist somit nicht ausschließlich aus dem Brennraumdrucksignal bestimmbar. Weiterhin enthält das Drucksignal keine direkte Information über die zurückgeführte Abgasmenge. Es ist daher notwendig, Informationen des externen Gassystems mit denen des Brennraums zu kombinieren.

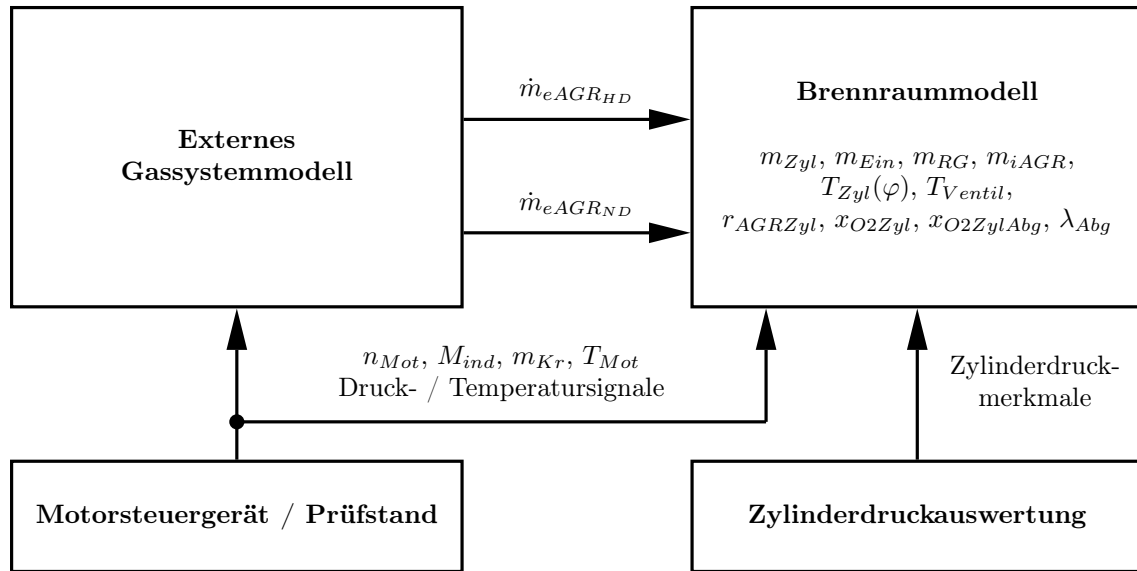


Abbildung 4.2: Gesamtstruktur der zylinderdruckbasierten Gaszustandsmodellierung

Das Echtzeitindiziersystem liefert auf Basis der gemessenen Drucksignale zylinderindividuelle Kennwerte der Prozesse an das Brennraummodell. Als zusätzliche Informationen des externen Gassystems werden neben den modellierten Hochdruck- und

Niederdruckabgasrückführmassenströmen auch Sensorsignale an bestimmten Einbauorten verwendet und über die Motorsteuerung eingelesen. Abbildung 4.3 zeigt die verwendete Sensorkonfiguration für das Gesamtmodell. Aufgrund des modularen Aufbaus ist auch eine Kombination mit einem externen sensorreduzierten Modell [52] möglich.

Alle Modelle des externen Gassystems und das Brennraummodell sind nur einmal in der Rapid-Prototyping-Software implementiert. Die Gleichungen für das externe Gassystem werden zeitsynchron gerechnet. Das Brennraummodell berechnet winkelsynchron und in Zündreihenfolge die jeweiligen Prozessgrößen für einen Zylinder auf Basis der Eingangsgrößen.

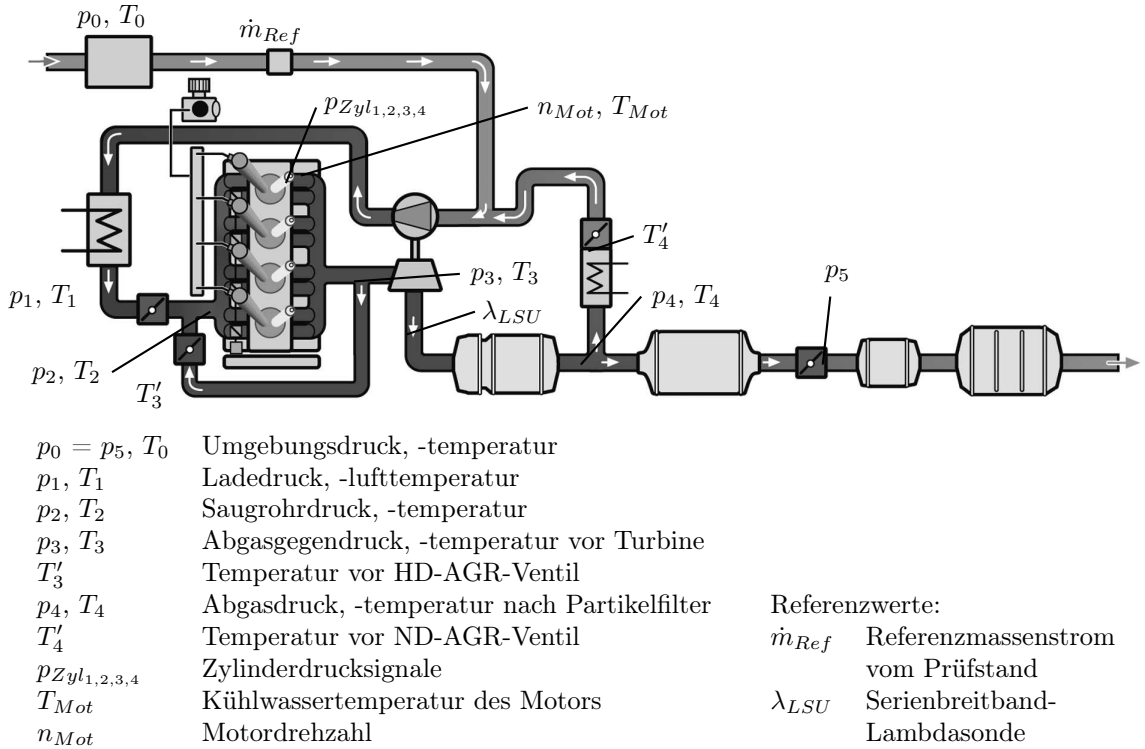


Abbildung 4.3: Sensorkonfiguration für das Gesamtmodell

4.3 Brennraummodell

Im Brennraumdruckmodell (Abbildung 4.4) werden verschiedene Größen wie Zylinderdynamische Masse, Restgasmasse, angesaugte Gasmasse, interne Abgasrückführmasse und Zylindersauerstoffgehalt aus dem Zylinderdrucksignal und aus externen Prozessgrößen arbeitsspielsynchron ermittelt. Die Modellgrößen werden für jeden Zylinder individuell berechnet und zur Verknüpfung mit dem externen Gassystemmodell zu

Mittelwerten zusammengefasst (z.B. angesaugter Gasmassenstrom).

Sämtliche Teilmodelle basieren auf physikalischen Gleichungen, die teilweise um empirische Korrekturterme erweitert sind. Mit diesem Vorgehen können zum einen die physikalischen Zusammenhänge der Prozessgrößen sehr gut abgebildet werden. Zum anderen ermöglicht die Ergänzung durch Korrekturterme eine Berücksichtigung von systematischen Fehlern bei der Zylinderdruckmessung und nur schwer modellierbarer Betriebseinflüsse (z.B. Wandwärmeübergangsverhalten im Brennraum).

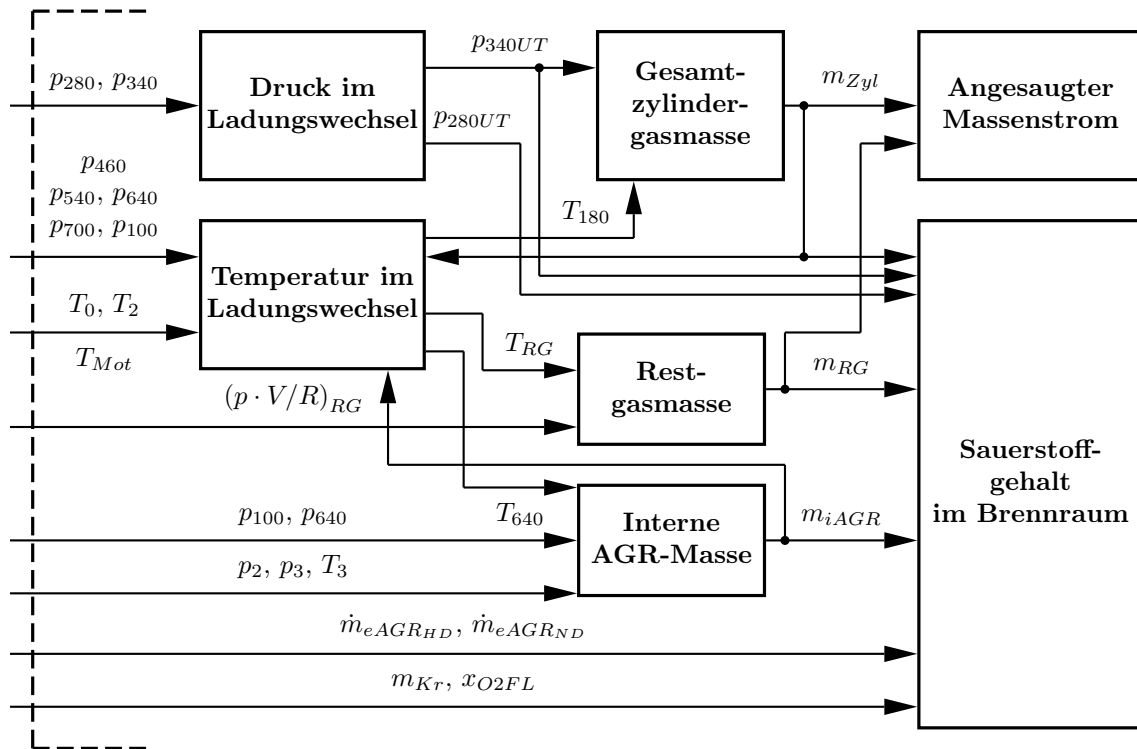


Abbildung 4.4: Struktur des Brennraummodells

Die Bedatung der Teilmodelle erfordert spezielle Messdaten, die direkt am Motorprüfstand bzw. mit Hilfe der Offline-Prozessanalyse im Nachgang ermittelt werden. Die Prüfprogramme umfassen dabei überwiegend Stationärmessungen mit Ein- und Auslassventilvariationen sowie mit Abgasrückführ- und Ladedruckvariationen im gesamten Motorkennfeld. Weiterhin wurden die Methoden der statistischen Versuchsplanung angewendet, um betriebspunktunabhängig den Prozesseinfluss der jeweiligen Variation zu untersuchen. Abbildung 4.5 zeigt den verwendeten Arbeitsbereich des Versuchsträgers.

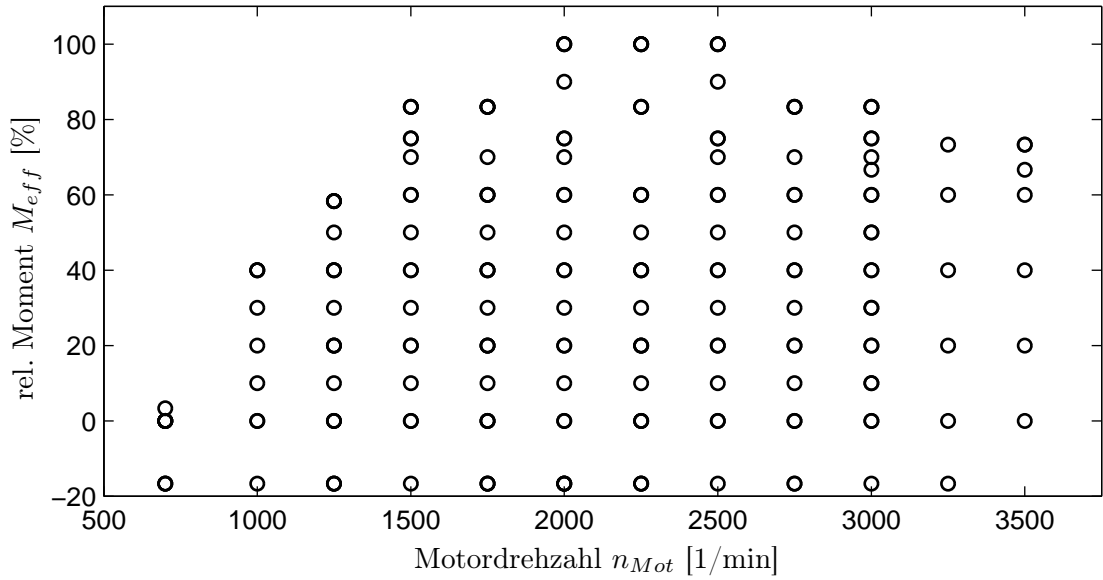


Abbildung 4.5: Vermessener Arbeitsbereich des Versuchsträgers für die Modellbildung

4.3.1 Gastemperatur im Brennraum

Zur Bestimmung der Gasmasse, Restgasmasse und für den Zustand der internen Abgasrückführmasse ist neben dem messbaren Druckverlauf der Verlauf der Gastemperatur im Zylinder erforderlich. In diesem Abschnitt wird daher ein Ansatz für ein empirisches Modell zur Approximation des physikalischen Temperaturverlaufs im Brennraum vorgestellt. Mit Hilfe von Abbildung 4.6 soll das Vorgehen verdeutlicht werden. Anhand verschiedener Temperaturkennwerte im Ladungswechsel, die aus Zylinderdruckkennwerten zu bestimmten Kurbelwinkelpositionen berechnet werden, lässt sich durch eine Geradenverbindung und anschließender Kombination mit dem relativen Temperaturverlauf [29] in der Hochdruckphase der physikalische Gesamttemperaturverlauf über ein Arbeitsspiel approximieren. Einen ähnlichen Ansatz verfolgt Schiemenz in [62]. Die einzelnen Berechnungsschritte werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

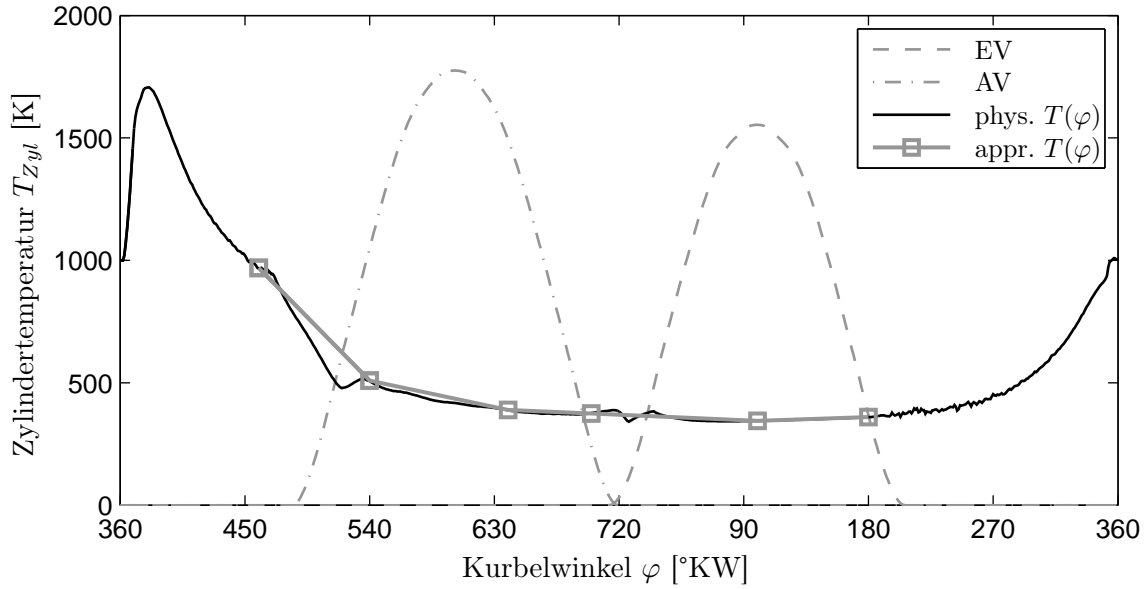


Abbildung 4.6: Darstellung des physikalischen und approximierten Temperaturverlaufs im Zylinder

Temperaturen im Expansions- und Ausschietakt

Die Berechnung der Temperaturkennwerte beginnt in der Expansionsphase. Zum Kurbelwinkel $\varphi = 460^\circ\text{KW}$ wird mit der Gleichung 4.2 auf Basis der idealen Gasgleichung der erste Temperaturkennwert T_{460} ermittelt. Der Druckwert p_{460} wird gemessen. Das Volumen V_{460} ist aus der Geometrie des Motors bekannt. Die Gesamtmasse m_{460} ist die Summe aus der Gesamtgasmasse m_{Zyl} (Ergebnis der letzten Modellberechnung) und der eingespritzten Kraftstoffmenge m_{Kr} . In Abhängigkeit des Betriebszustands muss die ideale Gaskonstante R_{Gas} korrigiert werden.

$$T_{460} = \frac{p_{460} \cdot V_{460}}{R_{460} \cdot m_{460}} \quad (4.2)$$

$$m_{460} = m_{Zyl} + m_{Kr} \quad (4.3)$$

$$R_{460} = R_{Gas} \cdot (a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot p_{460}) \quad (4.4)$$

Auf Basis von T_{460} lässt sich mit Hilfe des Zylinderdruckwertes bei $\varphi = 460^\circ\text{KW}$ und Gleichung 4.5 ein folgender Temperaturkennwert T_{540} bei $\varphi = 540^\circ\text{KW}$ zum Ende des Expansionstaktes empirisch ermitteln.

$$T_{540} = T_{460} \cdot (a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot p_{460}) \quad (4.5)$$

Auf Basis von T_{540} berechnet sich anhand von Gleichung 4.6 ein Temperaturkennwert T_{640} bei $\varphi = 640^\circ\text{KW}$ während des Ausschiebetaktes. Das Druckverhältnis $\frac{p_{640}}{p_{540}}$ ist dabei ein Maß für den Temperaturabfall im Zylinder während des Ausschiebens.

$$T_{640} = T_{540} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot \frac{p_{640}}{p_{540}} \right) \quad (4.6)$$

Auf Basis von T_{540} wird anhand von Gleichung 4.7 ein weiterer Temperaturkennwert T_{700} bei $\varphi = 700^\circ\text{KW}$ während des Ausschiebetaktes berechnet. Das Druckverhältnis $\frac{p_{700}}{p_{540}}$ ist dabei ebenfalls ein Maß für den Temperaturabfall im Zylinder während des Ausschiebens.

$$T_{700} = T_{540} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot \frac{p_{700}}{p_{540}} \right) \quad (4.7)$$

Abbildungen 4.7 und 4.8 zeigen die Modellgüte der empirisch modellierten Temperaturkennwerte im Vergleich zu den physikalisch berechneten Werten der Offline-Prozessanalyse, die als Messgrößen (Referenzgrößen) dienen. Nach erfolgter Modellbedatung wurde ein Korrelationskoeffizient (KK) von über 95% erreicht.

Anhand der gezeigten Vorgehensweise können weitere Temperaturkennwerte modelliert und somit der approximierte Temperaturverlauf weiter verfeinert werden. Wandwärmeeinflüsse werden nicht explizit berücksichtigt.

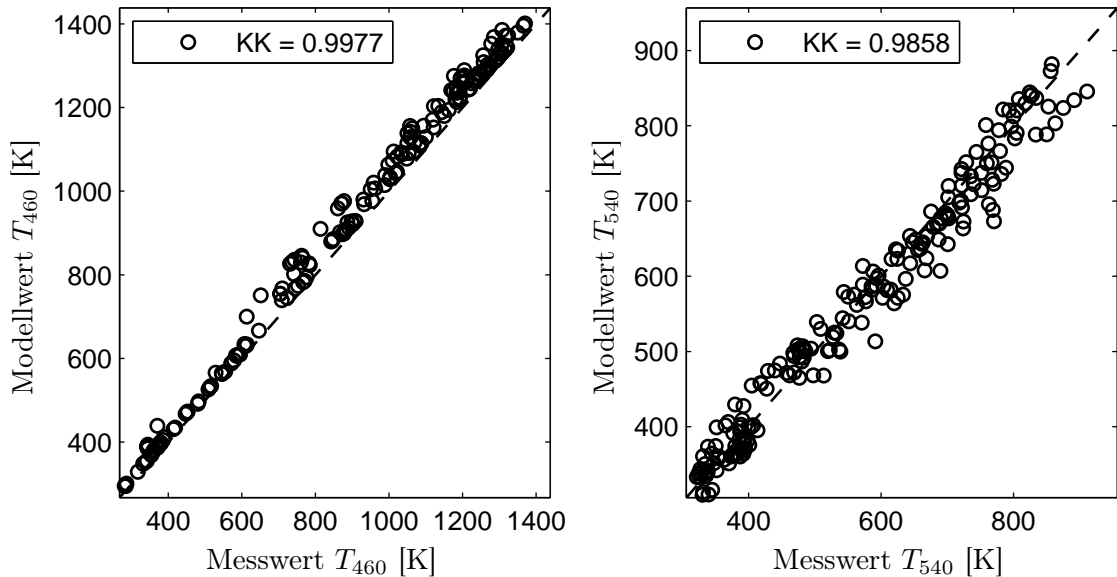


Abbildung 4.7: Vergleich von modellierten und gemessenen Temperaturkennwerten im Motorkennfeld während des Expansionstaktes

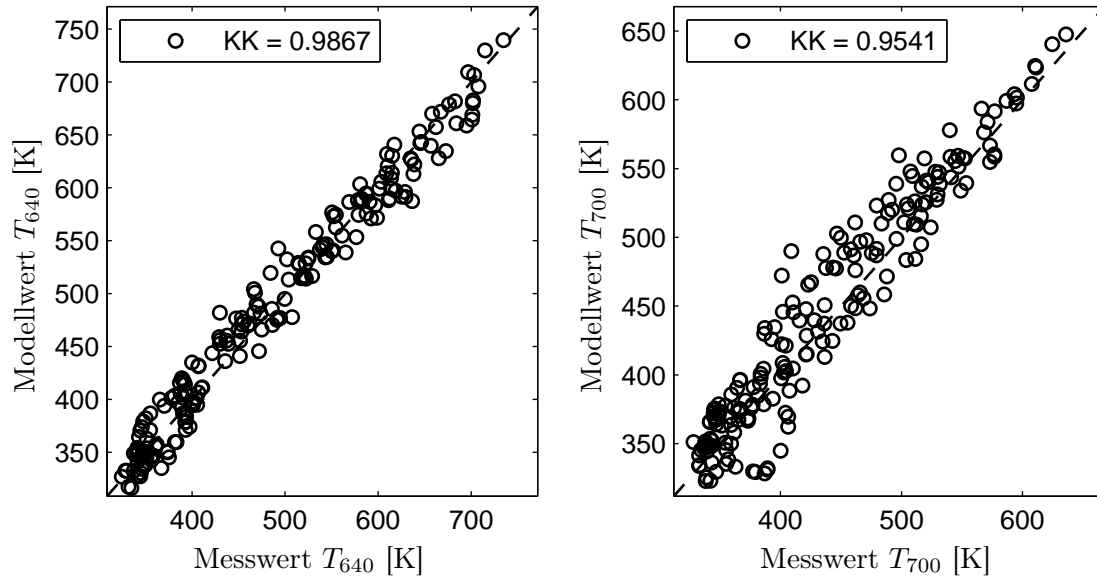


Abbildung 4.8: Vergleich von modellierten und gemessenen Temperaturkennwerten im Motorkennfeld während des Ausschiebetaktes

Restgastemperatur

Die Temperatur der Restgasmasse T_{RG} im oberen Totpunkt des Ladungswechsels ist das Resultat des vorherigen Expansions- und Ausschiebetriebes. Sie kann durch Umstellen der Gleichung 4.14 von Seite 58 bei bekannter Restgasmasse (aus der Ladungswechselanalyse) und mit Hilfe eines im Indiziersystem ermittelten Restgaskennwertes berechnet werden. Die gesuchte Restgastemperatur wird dann anhand von Gleichung 4.8 auf Basis von T_{540} und gemessener Druckkennwerte im Ausschiebetakt abgeschätzt.

$$T_{RG} = T_{540} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot \frac{p_{700}}{p_{460}} \right) \cdot \left(b_0 + b_1 \cdot n_{Mot} \cdot p_{700} \right) \quad (4.8)$$

Abbildung 4.9 zeigt die Modellgüte der modellierten Restgastemperatur im Vergleich zum gesuchten Temperaturwert mit einem Korrelationskoeffizient von 98%. Dabei ist anzumerken, dass die modellierte Temperatur nicht zwangsläufig dem realen Wert im oberen Totpunkt des Ladungswechsels entsprechen muss.

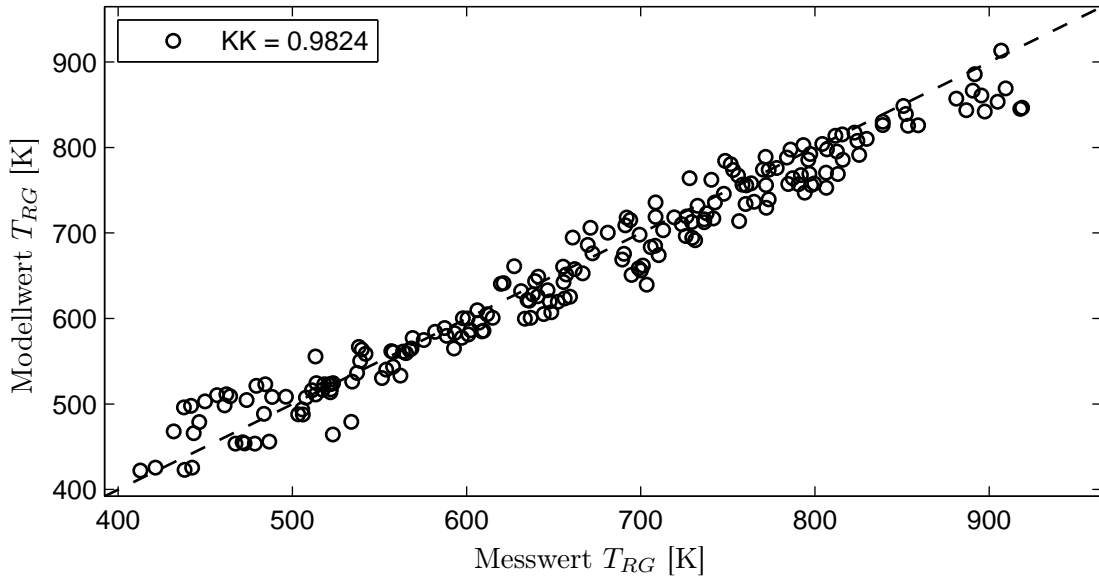


Abbildung 4.9: Vergleich von modellierter und gemessener Restgastemperatur im Motorkennfeld

Einlassventiltemperatur

Als Ausgangspunkt für die Modellierung der Gastemperatur in der Ansaugphase im Zylinder muss die Temperatur des einströmenden Gases bekannt sein. Dazu werden auf Basis der Saugrohrtemperatur T_2 die Temperaturen an den Einlassventilen anhand eines Mittelwertmodells ermittelt. Aus physikalischer Sicht erfährt das zuströmende Gas in den Einlasskanälen eine Temperaturerhöhung aufgrund des konvektiven Wärmeübergangs vom Motorkopf zum Gas. In Anlehnung an den Newton'schen Wärmeübergang wird die Temperatur des Gases an den Einlassventilen T_{EV} nach Gleichung 4.9 berechnet. Dabei wird für T_{Mot} die Kühlwassertemperatur des Motors angenommen.

$$T_{EV} = T_2 + \frac{(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot M_{ind})}{n_{Mot}} \cdot (T_{Mot} - T_2) \quad (4.9)$$

Bei Aktivierung einer internen Abgasrückföhrfunktionalität (Abgasvorlagern¹) erhöht sich aufgrund der heißen Abgasbestandteile die Temperatur in den Einlasskanälen. Gleichung 4.10 berücksichtigt diesen Zusammenhang und korrigiert die Basisventiltemperatur in Abhängigkeit der modellierten Abgasrückföhrtemperatur T_{iAGR} und der modellierten internen Abgasrückföhrmasse m_{iAGRVL} durch einen zusätzlichen Temperaturanteil. Der Aufheiz- und Abkühlvorgang wird durch ein Pro-

¹Abgasvorlagern ist das Öffnen eines oder beider Einlassventile während des Ausschietbetaktes.

portionalelement mit Verzögerung I. Ordnung (PT₁-Element) angenähert. Die Zeitkonstante T_1 wird drehzahl- und massenabhängig abgelegt. Die Verstärkung K_p wird Eins gleichgesetzt.

$$T_{EViAGR} = T_{EV} + \left[\left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot m_{iAGRVL} \right) \cdot \left(T_{iAGR} - T_{EV} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}} \right) \right] \quad (4.10)$$

Abbildung 4.10 zeigt die Modellgüte der modellierten Einlassventiltemperatur mit Korrelationswerten von 95% bzw. 81%. Als Referenzwerte dienten für die Ventiltemperatur real gemessene Sensorsignale.

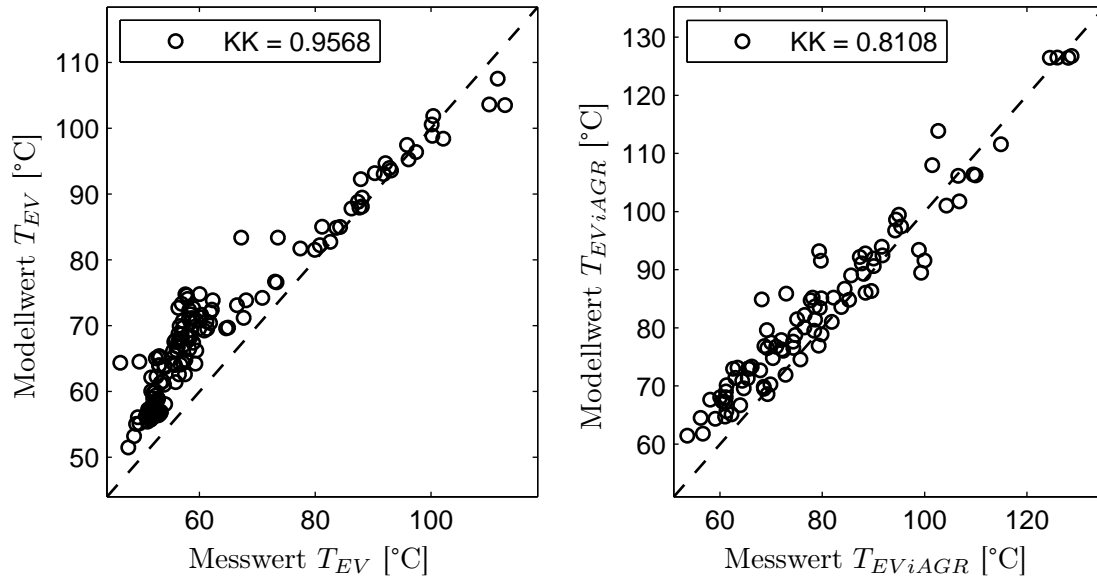


Abbildung 4.10: Vergleich von modellierter und gemessener Einlassventiltemperatur im Motorkennfeld

Temperaturen im Ansaugtakt

Während der Ansaugphase vermischt sich das einströmende Gas mit dem im Zylinder noch vorhandenen Restgas. Dabei findet ein Temperatúrausgleich statt. Das einströmende Gas kühlt den Brennraum ab. Auf Basis der modellierten Einlassgastemperatur T_{EViAGR} und der Restgastemperatur T_{RG} kann dann die gemischte Ansaugtemperatur T_{100} im Zylinder bei $\varphi = 100^\circ\text{KW}$ berechnet werden. Dabei wird ein idealer Abkühlungsvorgang des Zylinders durch das einströmende Gas angenommen. Zusätzlich kommt es bei Aktivierung der zweiten internen Abgasrückföhrfunktionalität (Abgasrücksaugen²) zu einer Erhöhung der Zylinderinnentemperatur

²Abgasrücksaugen ist das Öffnen eines oder beider Auslassventile während des Ansaugtaktes.

aufgrund der Durchmischung des Ansauggases mit den heißen Abgasbestandteilen der angesaugten Abgasmasse. Mit der bekannten Temperatur im Abgaskrümmer T_3 kann dieser Effekt korrigiert werden. Messungen und Nachberechnungen lieferten das Ergebnis, dass an dieser Stelle die Durchmischung der einzelnen Gasmassenanteile sehr schnell stattfindet. Somit wird auf eine zeitliche Abbildung des Temperaturmischungsvorgangs verzichtet.

$$T_{100} = T_{RG} - \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot M_{ind} \right) \cdot \left(T_{RG} - T_{EViAGR} \right) + \left(b_0 + b_1 \cdot n_{Mot} \cdot m_{iAGR_{RS}} \right) \cdot T_3 \quad (4.11)$$

Der Temperaturkennwert im unteren Totpunkt des Ansaugtaktes T_{180} berechnet sich auf Basis des Zustands bei $\varphi = 100^\circ\text{KW}$ nach Gleichung 4.12 und beschreibt überwiegend die Erwärmung der Gasmasse an den Zylinderwänden.

$$T_{180} = T_{100} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot \frac{p_{100}}{R_{Gas} \cdot T_{100}} \right) \quad (4.12)$$

Abbildung 4.11 zeigt die Modellgüte der berechneten Temperaturkennwerte im Vergleich zu den Referenzwerten aus der thermodynamischen Ladungswechselanalyse während des Ansaugtaktes. Für den Modellwert T_{100} konnte im vorhandenen Datenraum mit der Bedatungsstrategie ein hoher Korrelationskoeffizient von 96% erreicht werden. Die Bedatung des T_{180} -Modells erzielte eine ausreichende Güte von 73%.

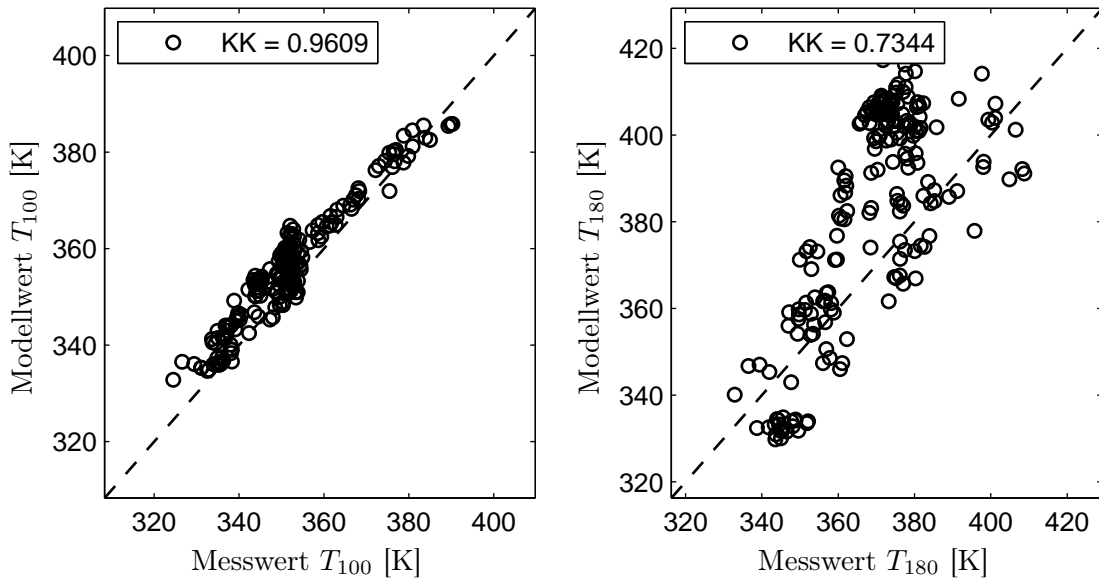


Abbildung 4.11: Vergleich von modellierten und gemessenen Temperaturkennwerten im Motorkennfeld während des Ansaugtaktes

Temperaturverlauf in der Kompressions-, Verbrennungs- und Expansionsphase

Während der Hochdruckphase lässt sich mit Hilfe der idealen Gasgleichung und unter Annahme von $m_{Zyl} = \text{konst.}$ und $R_{Gas} = \text{konst.}$ ein vereinfachter Temperaturverlauf aus der Kenntnis der Temperatur zu einem Referenzzeitpunkt berechnen [29]. Als Referenzzeitpunkt wird hier die Temperatur im unteren Totpunkt des Ansaugtaktes T_{180} gewählt. Die Rechenvorschrift ist in Gleichung 4.13 gegeben.

$$T(\varphi) = T_{180} \cdot \frac{p(\varphi) \cdot V(\varphi)}{p_{180} \cdot V_{180}} \quad \text{für } \varphi \in [180^\circ\text{KW}; 460^\circ\text{KW}] \quad (4.13)$$

Anhand dieser Vorgehensweise lassen sich weitere Temperaturkennwerte ermitteln und zur Prozessüberwachung heranziehen, z.B. die maximale Brennraumtemperatur.

4.3.2 Restgasmasse im Brennraum

Die Restgasmasse ist definiert als die minimale Gasmasse im Brennraum während eines Arbeitsspiels. Nach dem Schließen der Auslassventile entspricht diese Masse dem verbleibenden Gasrest im Zylinder aus früheren Arbeitsspielen [10]. Der Wert der Restgasmasse ist zum einen abhängig vom Verhältnis aus Abgasgegendruck und Saugrohrdruck und zum zweiten von der Wahl der Steuerzeiten für die Ein- und Auslassventile [17].

Eine einfache und serientaugliche Methode ist die Berechnung der Restgasmasse m_{RG} anhand der idealen Gasgleichung im oberen Totpunkt des Ladungswechsels. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass zu diesem Zeitpunkt der Zylinder vollständig verschlossen ist. Beim Standarddieselmotor ist diese Annahme aufgrund der Brennraumgeometrie mit einer sehr geringen Ventilüberschneidung zulässig. Der zu diesem Zeitpunkt im Kompressionsvolumen V_{RG} messbare Druck p_{RG} ist somit direkt proportional zur Restgasmasse. Zur vollständigen Anwendung der Gasgleichung ist die Restgastemperatur T_{RG} erforderlich. Diese wird in erster Näherung mit dem Wert der Abgastemperatur ersetzt oder wie in diesem Fall zylinderindividuell während des vorherigen Ausschiebetaktes berechnet. Als Gaskonstante R_{RG} wird der Wert der Abgaskonstante R_{460} verwendet. Die Berechnung erfolgt nach Gleichung 4.14.

$$m_{RG} = \frac{p_{RG} \cdot V_{RG}}{R_{RG} \cdot T_{RG}} \quad (4.14)$$

Abbildung 4.12 zeigt die Modellgüte der berechneten Restgasmasse im Vergleich zu den Referenzwerten aus der thermodynamischen Ladungswechselanalyse. Durch den Modellansatz konnte eine hohe Korrelation von 98% zwischen Modell- und Zielwert erreicht werden.

Für Konfigurationen mit ausgeprägter positiver Ventilüberschneidung beim Dieselmotor [77] sind weiterführende Ansätze zu entwickeln [17].

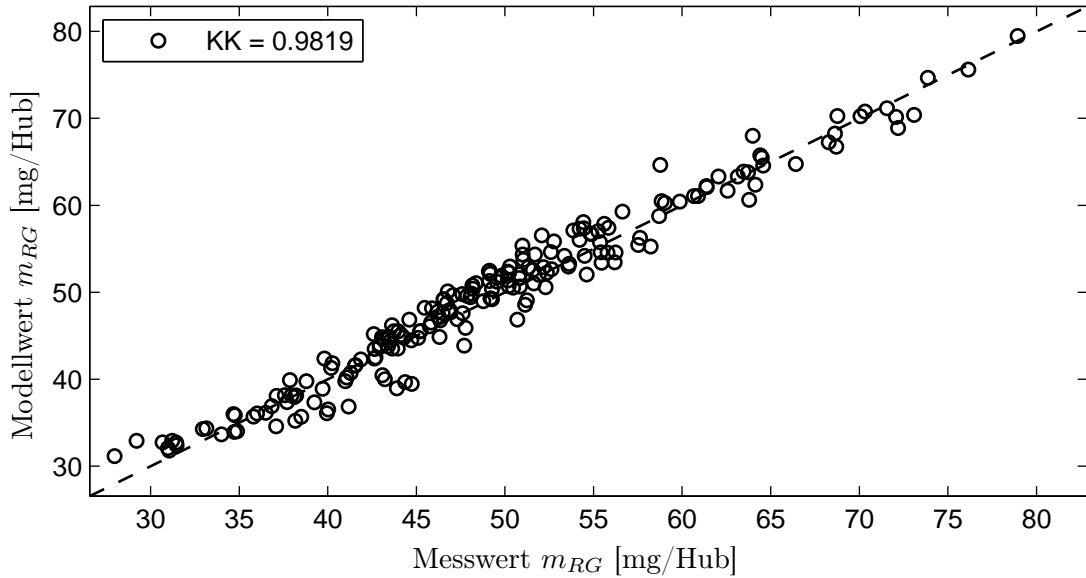


Abbildung 4.12: Vergleich von modellierter und gemessener Restgasmasse im Motorkennfeld

4.3.3 Interne Abgasrückführmasse

Die Realisierung einer internen Abgasrückführung wird durch das Abgasrücksaugen und das Abgasvorlagern ermöglicht. Die dabei verschobenen Gasmassenanteile sind messtechnisch schwer erfassbar und müssen daher indirekt aus den vorhandenen Sensorsignalen modelliert werden.

Ein Ansatz dafür ist die Berechnung der mittleren internen Abgasrückführmasse \bar{m}_{iAGR} auf Basis der mittleren Gesamtzylindermasse \bar{m}_{Zyl} , der mittleren Restgasmasse \bar{m}_{RG} , der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse \bar{m}_{Kr} und des gemessenen Sauerstoffgehalts im Abgas x_{O2Abg} (Gleichung 4.15). Dazu wurde ein Stationärversuchsprogramm zusammengestellt, in welchem im ersten Schritt die Hubkurven beider Einlassventile während des Ausschiebetaktes in verschiedenen Betriebspunkten gleich variiert wurden. Im zweiten Schritt wurden die gleichen Betriebspunkte mit

einer gleichen Variation der Hubkurven beider Auslassventile während des Ansaugtaktes gefahren. Damit der Berechnungsansatz seine Gültigkeit hat, muss auf allen Zylindern dieselbe Sollhubkurve für einen Ventiltyp eingestellt werden. Somit ergibt sich je ein Mittelwert der internen Masse für Vorlagern und Rücksaugen für alle Zylinder. Diese Werte können als Zielgrößen für eine zylinderindividuelle Modellierung dienen.

$$\bar{m}_{iAGR} = \bar{m}_{Zyl} - \bar{m}_{RG} - \frac{L_{st} \cdot \bar{m}_{Kr}}{\frac{0,21}{0,21 - x_{O_2Abg}}} \quad (4.15)$$

Um die interne Abgasrückführung zylinderindividuell und in einer Vorsteuerung einsetzen zu können, ist ein weiterer Ansatz erforderlich. Dieser Ansatz orientiert sich an der Berechnungsgleichung für den Massendurchfluss an Drosselstellen (siehe Abschnitt 4.4). Der Unterschied besteht darin, dass die Prozesse Abgasrücksaugen und -vorlagern kein kontinuierliches Verhalten aufweisen und die effektive Querschnittsfläche in Abhängigkeit der Hubkurve veränderlich ist. Der zu berechnende Massendurchfluss ändert sich also pro Kurbelwinkelposition ständig. Daher wird hier auf Basis des aktuell herrschenden Gaszustandes und dem Integral der Ventilhubkurve ein direkter Abgasrückführmassenwert berechnet. Es erfolgt somit eine Verknüpfung von Prozessgrößen mit geometrischen Parametern. Die Gleichungen 4.16 und 4.17 zeigen die Berechnungsvorschriften für die zylinderindividuelle interne Abgasrückführmasse durch Vorlagern m_{iAGRVL} und Rücksaugen m_{iAGRRS} . Die Zielgröße für die Modellbedatung ist die mit Gleichung 4.15 berechnete mittlere Rückführmasse für jeden Typus.

$$m_{iAGRVL} = A_{iAGRVL} \cdot p_{640} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{460} \cdot T_{640}}} \cdot \Psi\left(\frac{p_2}{p_{640}}\right) \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n \cdot \frac{p_3}{p_{640}}\right) \quad (4.16)$$

$$m_{iAGRRS} = A_{iAGRRS} \cdot p_3 \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{460} \cdot T_3}} \cdot \Psi\left(\frac{p_{100}}{p_3}\right) \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n \cdot \frac{p_3}{p_{100}}\right) \quad (4.17)$$

In beiden Gleichungen wird das Flächenintegral unter der Hubkurve $A_{iAGR} = \Delta\varphi \cdot h$ durch das Produkt aus Öffnungsdauer und maximaler Hubhöhe approximiert. Die Terme $p_{640} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{460} \cdot T_{640}}}$ und $p_3 \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{460} \cdot T_3}}$ beschreiben den aktuellen Zustand der Gasmasse. In Abhängigkeit der zylinderinneren und -äußeren Zustände, $\Psi\left(\frac{p_2}{p_{640}}\right) \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n \cdot \frac{p_3}{p_{640}}\right)$ und $\Psi\left(\frac{p_{100}}{p_3}\right) \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n \cdot \frac{p_3}{p_{100}}\right)$, wird das Strömungsverhalten der Gasmassen berücksichtigt und korrigiert. In beiden Gleichungen werden Mess- und Modellgrößen miteinander verknüpft.

Abbildung 4.13 zeigt die Modellqualität der berechneten Abgasrückführmassen für Vorlagern und Rücksaugen im Vergleich zu den aus dem äußeren Zustand nachberechneten mittleren Massenwerten. Anhand des Modellansatzes ist es möglich, die interne Abgasrückführmasse mit einer Güte von 95% zylinderindividuell zu bestimmen.

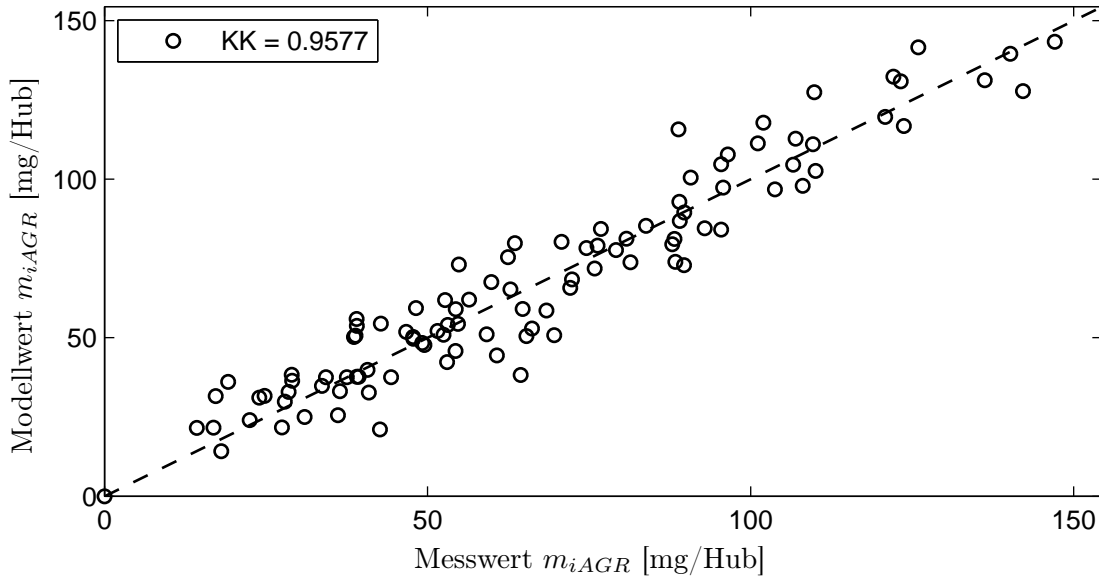


Abbildung 4.13: Vergleich von modellierter und nachberechneter interner Abgasrückführmasse im Motorkennfeld

4.3.4 Gesamtgasmasse im Brennraum

Berechnung von m_{Zyl}

Während der Kompression wird der Brennraum als ideal geschlossener Behälter betrachtet. Der thermodynamische Zustand des Gasgemisches kann somit mit Hilfe der Zustandsgleichung für ideale Gase beschrieben werden [53, 45].

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4.18)$$

Nach Umstellung der idealen Gasgleichung kann die Gesamtgasmasse m_{Zyl} nach dem Ladungswechsel nach Gleichung 4.19 berechnet werden. Darin ist p_{Zyl} ein in der Kompressionsphase ermittelter Druckkennwert. Das Zylindervolumen V_{Zyl} wird aus den geometrischen Daten des Motors berechnet. Die spezifische Gaskonstante des Zylindergases $R_{Gas} = 287 \text{ J}/(\text{kgK})$ wird als konstant angenommen. Die vierte Unbekannte in der Gasgleichung ist die Zylindertemperatur T_{Zyl} , die aus dem

Gastemperaturmodell entnommen wird.

$$m_{Zyl} = \frac{p_{Zyl} \cdot V_{Zyl}}{R_{Gas} \cdot T_{Zyl}} \Big|_{\varphi=180^\circ KW} \quad (4.19)$$

Als Referenzzeitpunkt für die Berechnung der Gasmasse kann der Einlass-Schließt-Zeitpunkt gewählt werden [45]. Im vorliegenden Fall wird der Referenzzeitpunkt auf den unteren Totpunkt vor Kompressionsbeginn bei $\varphi = 180^\circ KW$ gelegt. Somit ist der Berechnungsansatz unabhängig von variierenden Einlass-Schließt-Steuerzeiten, wie sie bei einem vollvariablen Ventiltrieb zu erwarten sind.

Berechnung von p_{Zyl}

Während der Kompressionsphase kann bei Verbrennungskraftmaschinen das thermodynamische Verhalten des Gasgemisches durch eine polytrope Zustandsänderung angenähert werden.

$$p_1 \cdot v_1^n = p_2 \cdot v_2^n \quad (4.20)$$

Mit dieser Gleichung lässt sich mit Hilfe eines Ersatzdruckwertes die Druckkomponente p_{Zyl} für die Berechnung der Gesamtgasmasse ermitteln. Der Ersatzdruckwert wird in der Kompressionsphase zu einem Zeitpunkt bestimmt, zu dem die Korrelation zwischen Ersatzdruckwert und Zylindergasmasse einen möglichst hohen Betrag annimmt [45]. Hierzu wird über dem Kurbelwinkel der Korrelationskoeffizient zwischen Zylinderdruckwert und Ladungsmasse aufgetragen und die größte Korrelation ermittelt. Die Auswertungen zeigten, dass der Zylinderdruckwert bei $\varphi = 340^\circ KW$ optimal als Ersatzdruckwert geeignet ist. Die polytrope Zustandsänderung für p_{Zyl} berechnet sich nach Gleichung 4.21 unter der Annahme einer konstanten Gasmasse und unter Verwendung eines konstanten Polytropenexponenten von $n = 1,37$.

$$p_{Zyl} = p_{340} \cdot \left(\frac{V_{340}}{V_{180}} \right)^n \quad (4.21)$$

Hierbei ist anzumerken, dass der berechnete Druckwert p_{Zyl} für $\varphi = 180^\circ KW$ nicht einem gemessenen Druckwert an dieser Stelle entsprechen muss.

Berechnung von T_{Zyl}

Zur Lösung der idealen Gasgleichung ist des Weiteren die Temperaturkomponente T_{Zyl} erforderlich. Die Basis dafür bildet der nach Gleichung 4.12 berechnete

Temperaturkennwert bei $\varphi = 180^\circ\text{KW}$. Zur Anpassung dieser Temperatur an die gesuchte Zylindergasmasse ist es erforderlich, den Basiswert zu korrigieren. Die Bestimmung der Korrekturterme erfolgt durch Umstellen der Gleichung 4.19 nach der gesuchten Temperatur. Als Referenzgasmassenwert wird hierbei die aus der Offline-Ladungswechselanalyse ermittelte Gasmasse in der Kompressionsphase herangezogen. Gleichung 4.22 beschreibt die Korrekturrechnung.

$$T_{Zyl} = T_{180} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot \frac{p_{Zyl}}{p_{100}} \right) \cdot \left(b_0 + b_1 \cdot n_{Mot} \cdot M_{ind} \right) \quad (4.22)$$

Mit Hilfe der Anpassung von T_{180} auf die gesuchte Temperaturkomponente T_{Zyl} werden weitere nichtlineare Aufheizeffekte während der Ansaugphase, das Wärmeübergangsverhalten während der Kompressionsphase sowie die Vereinfachungen durch die ideale polytrope Zustandsänderung mit $n = 1,37$ für die Druckberechnung kompensiert.

Abbildung 4.14 zeigt im linken Diagramm für Messungen mit Abgasrückführung die modellierte Druckkomponente im Vergleich zum Saugrohrdruck. Die erforderliche Temperaturkomponente der idealen Gasgleichung im Vergleich zur Saugrohrtemperatur ist im rechten Diagramm dargestellt.

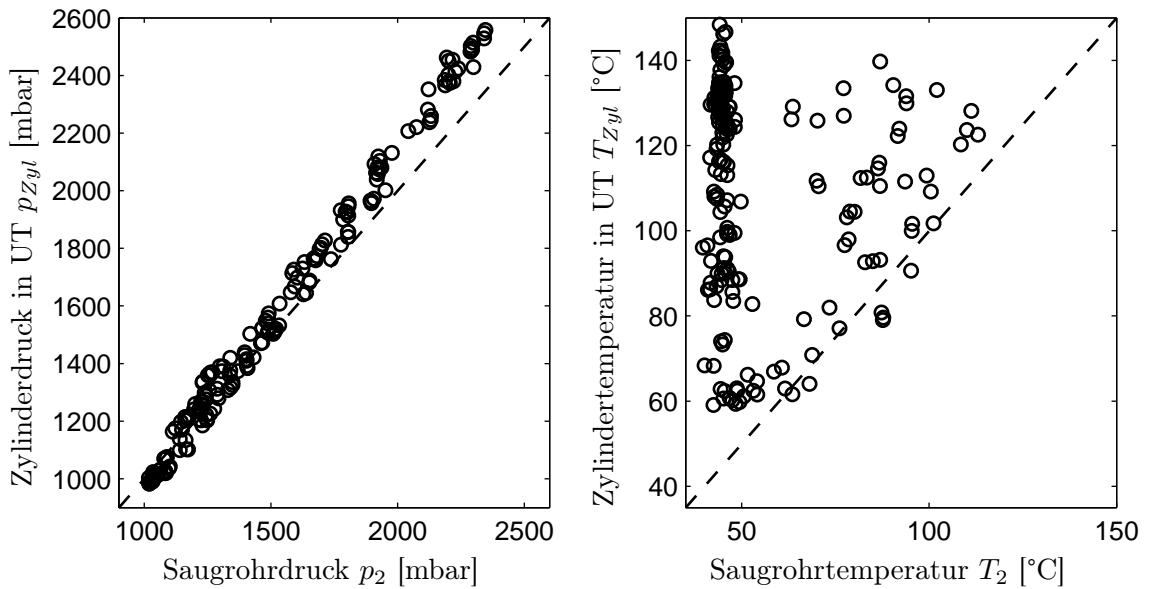


Abbildung 4.14: Vergleich von modellierter Druck- und Temperaturkomponente zu Sensorwerten im Saugrohr für eine Messung mit Abgasrückführung im Motorkennfeld

Anhand dieser Gegenüberstellungen wird die physikalische Grundlage des zylinderdruckbasierten Ansatzes zur Gasmassenbestimmung deutlich. Druck- und Tempe-

raturkomponente im Zylinder unterscheiden sich vom Zustand im Saugrohr. Jedoch ergibt sich ein annähernd gleiches Dichteniveau in beiden Behältern. Die Unterschiede liegen in betriebspunktabhängigen Stau-, Verlust- und Aufheizeffekten entlang des Gaspfades vom Saugrohr in den Zylinder.

Weitere Berechnungen

Aus der Gesamtzylindergasmasse m_{Zyl} lässt sich durch Abzug der Restgasmasse m_{RG} die angesaugte Gasmasse m_{Ein} berechnen.

$$m_{Ein} = m_{Zyl} - m_{RG} \quad (4.23)$$

Mit Kenntnis der Motordrehzahl n_{Mot} berechnet sich der Gesamtmotormassenstrom \dot{m}_{Zyl} sowie der angesaugte Massenstrom \dot{m}_{Ein} für einen Vierzylinder-Viertakt-Motor wie folgt.

$$\dot{m}_{Zyl} = 2 \cdot 60 \cdot n_{Mot} \cdot m_{Zyl} \cdot 10^{-6} \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_{Ein} = 2 \cdot 60 \cdot n_{Mot} \cdot m_{Ein} \cdot 10^{-6} \quad (4.25)$$

Der Mittelwert des zylinderindividuell angesaugten Massenstroms ist bei abgeschalteter interner und externer Abgasrückführung im Stationärbetrieb mit dem Referenzmassenstromsensor im Ansaugpfad des Motors vergleichbar. (Blow-By wird dabei vernachlässigt.)

Modellgüte von m_{Zyl} und \dot{m}_{Ein}

Abbildung 4.15 zeigt die erzielte Modellgüte dieses Ansatz zur Gasmassenbestimmung im Vergleich zum nachberechneten Gasmassenwert aus der Ladungswechselanalyse und im Vergleich zum Referenzprüfstandsmassenstromsensor. Für den Datenraum wurde eine Modellgüte von über 99% erreicht.

Mit Hilfe dieses zylinderdruckbasierten Ansatzes ist eine system- und stellgrößenunabhängige Modellierung der Gesamtzylindergasmasse auf Basis einer physikalischen Grundgleichung möglich. Dabei entsprechen die Dimensionen der Modellkomponenten Druck und Temperatur realistischen Größenwerten.

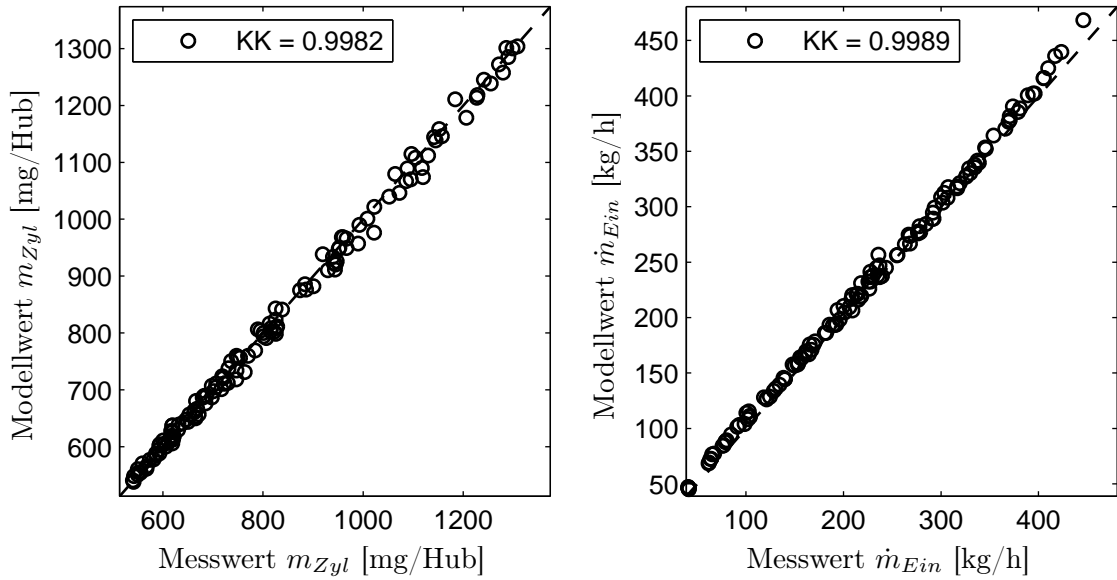


Abbildung 4.15: Vergleich von modelliertem und nachberechnetem bzw. gemessenem Gesamtmassen- und Massenstromwert im Motorkennfeld

4.3.5 Sauerstoffgehalt im Brennraum

Sauerstoffgehalt x_{O2Zyl} während der Kompression

Der verbrennungsrelevante Sauerstoffgehalt im Brennraum nach Abschluss des Ladungswechsels ist das Resultat der Vermischung von Frischluft mit rückgeführtem Abgas und vorhandenem Restgasgehalt [53]. Zur Bestimmung des gesamten Sauerstoffanteils in jedem Zylinder werden nach Gleichung 4.26 alle im Gassystem vorhandenen Massenanteile mit ihrem Sauerstoffgehalt bilanziert und auf die Gesamtzylindermasse bezogen. Dies erfolgt unter Annahme der Gleichheit der molaren Massen von Frischluft und Abgas.

$$\begin{aligned}
 x_{O2Zyl} = & x_{O2FL} \cdot \frac{m_{FL}}{m_{Zyl}} + \bar{x}_{O2ZylAbg} \cdot \frac{m_{eAGRHD} + m_{eAGRND}}{m_{Zyl}} \\
 & + x_{O2ZylAbg} \cdot \frac{m_{iAGRVL} + m_{iAGRRS}}{m_{Zyl}} + x_{O2ZylAbg} \cdot \frac{m_{RG}}{m_{Zyl}} \quad (4.26)
 \end{aligned}$$

In dieser Gleichung wird für den Frischluftsauerstoffgehalt x_{O2FL} ein Wert von 21% angenommen. Dieser entspricht dem Verhältnis der Stoffmengen für Sauerstoff und Frischluft $\frac{n_{O2FL}}{n_{FL}} = 0,21$. Die Frischluftmasse m_{FL} wird aus der Differenz zwischen Gesamtzylindermasse und Gesamtabgasrückführmasse errechnet. Die Summe der extern rückgeführten Abgasmassen $m_{eAGRHD} + m_{eAGRND}$ werden mit dem Mittelwert

für den Abgassauerstoffgehalt $\bar{x}_{O_2ZylAbg}$ aus allen Zylindern verrechnet. Als Restsauerstoffgehalt der internen Rückführung $m_{iAGRVL} + m_{iAGRRS}$ und des Restgases m_{RG} wird der zylinderindividuelle Abgassauerstoffgehalt $x_{O_2ZylAbg}$ herangezogen.

Die einzelnen Massenbestandteile können unter Vernachlässigung externer Gaslaufzeiten zu weiteren gassystembeschreibenden Größen verknüpft werden.

$$\text{Externe AGR-Rate: } r_{eAGR} = \frac{m_{eAGRHD} + m_{eAGRND}}{m_{Zyl}} \quad (4.27)$$

$$\text{Interne AGR-Rate: } r_{iAGR} = \frac{m_{iAGRVL} + m_{iAGRRS}}{m_{Zyl}} \quad (4.28)$$

$$\text{Restgasrate: } r_{RG} = \frac{m_{RG}}{m_{Zyl}} \quad (4.29)$$

$$\text{Zylinderrate: } r_{AGRZyl} = r_{eAGR} + r_{iAGR} + r_{RG} \quad (4.30)$$

$$\text{Frischlufrate: } r_{FL} = 1 - r_{AGRZyl} \quad (4.31)$$

Durch Einsetzen dieser Gleichungen in Gleichung 4.26 lässt sich der Gesamtsauerstoffgehalt im Brennraum zylinderindividuell nach Gleichung 4.32 berechnen.

$$x_{O_2Zyl} = x_{O_2FL} \cdot (1 - r_{AGRZyl}) + \bar{x}_{O_2ZylAbg} \cdot r_{eAGR} + x_{O_2ZylAbg} \cdot r_{iAGR} + x_{O_2ZylAbg} \cdot r_{RG} \quad (4.32)$$

Durch Gleichsetzen der Abgassauerstoffanteile ergibt sich folgende einfache Beschreibung für den Sauerstoffgehalt im Brennraum, die für eine Vorsteuerung der Abgasrückführtrate verwendet werden kann. (siehe Kapitel 5)

$$x_{O_2Zyl} = x_{O_2FL} - r_{AGRZyl} \cdot (x_{O_2FL} - \bar{x}_{O_2ZylAbg}) \quad (4.33)$$

Zylinderindividuelle Korrektur von x_{O_2Zyl}

Aufgrund von zu erwartenden Modellungenauigkeiten für die internen Abgasrückführmassen sowie der generell vorhandenen Zylinderungleichverteilung von rückgeführtem Abgas (besonders in dynamischen Betriebsphasen) ist es notwendig, den Basisauerstoffgehalt, nach Gleichung 4.32 zylinderindividuell berechnet, nochmals zu korrigieren. Diese Korrektur erfolgt mit Hilfe eines zylinderdruckbasierten Ansatzes. Dazu werden in der Kompressionsphase bei zwei unterschiedlichen Winkelpositionen Zylinderdruckwerte ermittelt und analog zu Gleichung 4.21 in zwei Druckkennwerte für den unteren Totpunkt (UT) umgerechnet (Gleichung 4.34). Das Verhältnis Π dieser berechneten Kennwerte korreliert mit dem Gesamtsauerstoffgehalt x_{O_2Zyl} im

Zylinder. In Abbildung 4.16 ist der Zusammenhang zwischen Druckverhältnis und Sauerstoffgehalt im Zylinder für eine Abgasrückführatenvariation in verschiedenen Betriebspunkten exemplarisch dargestellt.

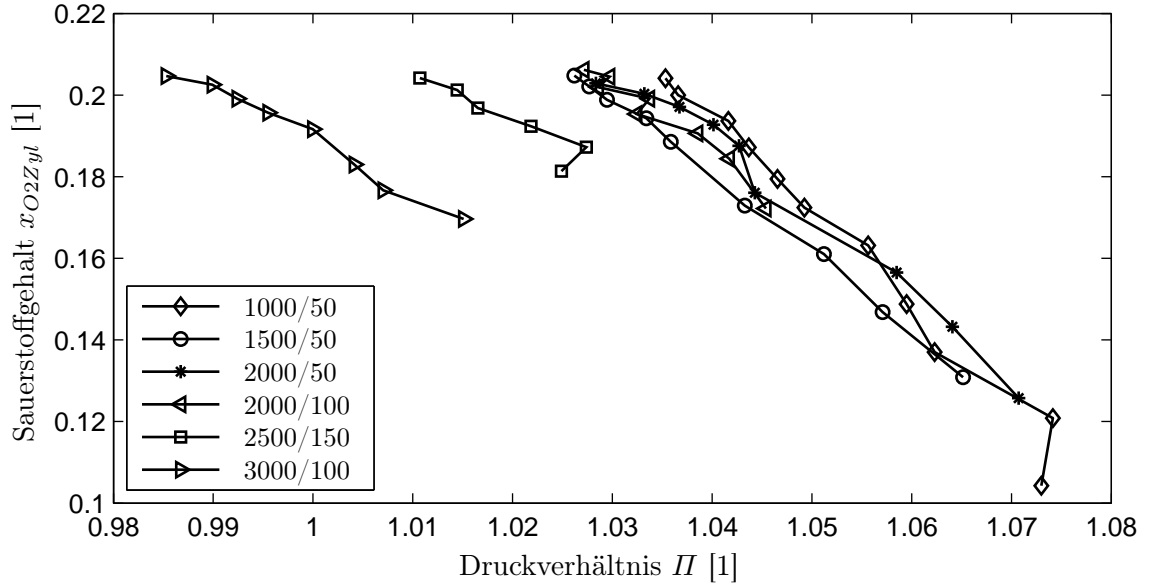


Abbildung 4.16: Korrelation zwischen Druckverhältnis und Zylindersauerstoffgehalt bei Variation der Abgasrückführate in verschiedenen Betriebspunkten

Das berechnete Druckverhältnis Π aus zwei gemessenen Druckkennwerten in der Kompression ist dabei ein Maß für die Abweichung des Kompressionsverlaufs vom idealen Verlauf unter der Annahme eines konstanten Polytropenexponenten n .

$$\Pi = \frac{p_{UT}(\varphi_1)}{p_{UT}(\varphi_2)} = \frac{p_{Zyl}(\varphi_1)}{p_{Zyl}(\varphi_2)} \cdot \left(\frac{V_{Zyl}(\varphi_1)}{V_{Zyl}(\varphi_2)} \right)^n \quad (4.34)$$

Unter Verwendung von Stationärmessungen wird das zu erwartende Druckverhältnis Π_{mod} nach der empirischen Gleichung 4.35 modelliert.

$$\Pi_{mod} = f(n_{Mot}, M_{ind}, m_{Zyl}, x_{O2Zyl}) \quad (4.35)$$

Mit Hilfe der Differenz aus modelliertem und gemessenem Druckverhältnis wird der Basissauerstoffgehalt nach Gleichung 4.36 im Motorbetrieb additiv korrigiert. Die Korrektur ist besonders in instationären Betriebsphasen erforderlich.

$$\begin{aligned} x_{O2ZylKorr} &= x_{O2Zyl} + \Delta x_{O2Zyl} \\ &= x_{O2Zyl} + \left(a_0 + a_1 \cdot n_{Mot} \cdot M_{ind} \right) \cdot \left(\Pi_{mod} - \Pi \right) \end{aligned} \quad (4.36)$$

Sauerstoffgehalt $x_{O_2ZylAbg}$ nach der Verbrennung

Aus dem zuvor berechneten Sauerstoffgehalt in der Kompression lässt sich unter Annahme einer vollständigen Verbrennung ($\lambda=1$) nach Gleichung 4.37 der zylinderindividuelle Restsauerstoffgehalt des Verbrennungsgases $x_{O_2ZylAbg}$ berechnen. Dabei wird das stöchiometrische Sauerstoffverhältnis $O_{st}=3,045$ verwendet.

$$\begin{aligned} x_{O_2ZylAbg} &= x_{O_2Zyl} - x_{O_2VB} \\ &= x_{O_2Zyl} - O_{st} \cdot \frac{m_{Kr}}{m_{Zyl}} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Modellgüte von x_{O_2Zyl} und $x_{O_2ZylAbg}$

Zur Beurteilung der Modellgüte des Zylindersauerstoffgehalts wird zum Vergleich der zurückgerechnete Sauerstoffgehalt im Zylinder auf Basis des gemessenen Abgassauerstoffgehalts herangezogen. Der berechnete Abgassauerstoffgehalt ist direkt mit dem zugehörigen Messwert der Abgasanalyse vergleichbar. Abbildung 4.17 zeigt die erreichten Modellgüten. Die Korrelationskoeffizienten liegen bei 97% bzw. 99%.

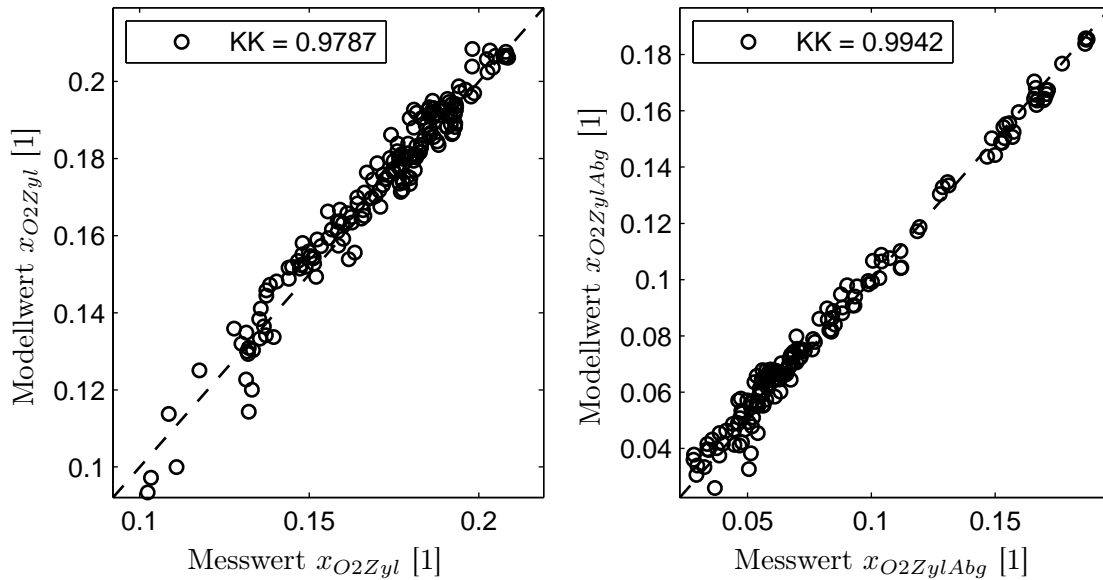


Abbildung 4.17: Darstellung von modelliertem Sauerstoffgehalt für Zylinder und Abgas im Motorkennfeld

Abgasluftverhältnis λ_{Abg}

Auf Basis des modellierten mittleren Abgassauerstoffgehalts kann vereinfacht (Gleichung 4.38) oder genauer mit Hilfe einer Kennlinie (Gleichung 4.39) das Abgasluftverhältnis λ_{Abg} bestimmt werden. Die Bedatung der Kennlinie kann wahlweise auf den Prüfstandsmesswert λ_{PST} aus der Abgasanalyse bzw. auf den Wert der Lambda-Sonde λ_{LSU} erfolgen.

$$\lambda_{Abg} = \frac{x_{O2FL}}{x_{O2FL} - x_{O2ZylAbg}} \quad (4.38)$$

$$\lambda_{Abg} = f\left(\bar{x}_{O2ZylAbg}\right)\Big|_{PST/LSU} \quad (4.39)$$

Abbildung 4.18 zeigt im linken Diagramm den Zusammenhang zwischen Abgassauerstoff und Abgasluftverhältnis sowie die Kennlinie zur Berechnung des Abgasluftverhältnisses. Im rechten Diagramm ist die Modellgüte des kennlinienbasierten Abgasluftverhältnisses im Vergleich zum Messwert der Abgas-Lambda-Sonde dargestellt. Die Korrelation zwischen Modell- und Messwert beträgt 98%.

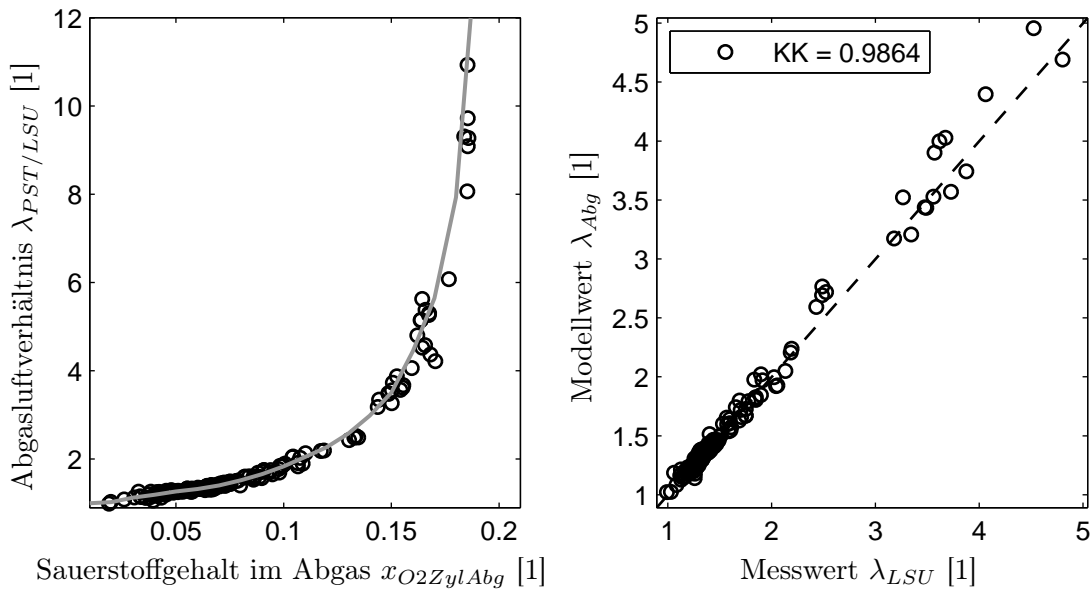


Abbildung 4.18: Zusammenhang zwischen Abgassauerstoff und Abgasluftverhältnis (links) sowie Modellgüte des kennlinienbasierten Abgasluftverhältnisses im Vergleich zum Prüfstandsmesswert (rechts)

Weitere Berechnungen

Aus den bisher errechneten Modellgrößen lassen sich weitere gassystemcharakteristische Größen bestimmen. Mit Gleichung 4.40 wird das Sauerstoffverhältnis λ_{O_2} im Brennraum und mit Gleichung 4.41 das globale Luftverhältnis λ_L erfasst [53].

$$\lambda_{O_2} = \frac{x_{O_2Zyl} \cdot m_{Zyl}}{x_{O_2FL} \cdot L_{st} \cdot m_{Kr}} \quad (4.40)$$

$$\lambda_L = \frac{m_{Zyl} \cdot (1 - r_{eAGR})}{L_{St} \cdot m_{Kr}} \quad (4.41)$$

Der Vergleich von Sauerstoff- und Luftverhältnis bei Variation der Abgasrückführrate in einem konstanten Betriebspunkt wurde bereits in Abschnitt 2.5.1 auf Seite 19 zur Wahl der Führungsgrößen näher erläutert und wird hier nach den ausgeführten Berechnungen zur Vollständigkeit noch einmal erwähnt.

4.4 Modellierung wichtiger Größen des externen Gassystems

Wie bereits in Abbildung 4.3 dargestellt, wird der Zustand des Gases im zylinderperipheren Motorsystem über eine Reihe von Druck- und Temperatursensoren erfasst. Die zwei letzten unbekannten Größen sind die Abgasrückführmassenströme durch Hoch- bzw. Niederdruckventil. Diese sind besonders wichtig für die Modellierung der externen Abgasrückführrate und im Weiteren entscheidend für die Genauigkeit der Zylindersauerstoffberechnung.

Die Basis für die modellbasierte Berechnung der Massenströme durch die Ventile bzw. Klappen bildet die Kontinuitätsgleichung für reibungsfreie Strömungen an Drosselstellen [49, 53, 35].

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot A \cdot v = \text{konst.} \quad (4.42)$$

Diese besagt, dass der Massendurchfluss durch einen sich ändernden Strömungsquerschnitt aufgrund der sich ändernden Dichte konstant bleibt. Durch das Öffnen und Schließen der Ventile bzw. Klappen wird die Querschnittsfläche der Abgasrückführleitungen verändert. Es stellt sich aufgrund des umgebenden Zustands ein neuer Massenstrom ein.

Mit Hilfe der Bernoulligleichung für kompressible Fluide und unter der Annahme einer stationären, reibungsfreien und isentropen Strömung für ideale Gase lässt sich die Durchströmgeschwindigkeit berechnen. Durch Einsetzen dieser Größe in Gleichung 4.42 und unter Verwendung der idealen Gasgleichung berechnet sich der Massenstrom durch eine Drosselstelle wie folgt.

$$\dot{m} = A_{eff} \cdot p_{vor} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{Gas} \cdot T_{vor}}} \cdot \Psi \left(\kappa, \frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right) \quad (4.43)$$

Die in dieser Drosselgleichung enthaltene Durchflussfunktion Ψ nach de Saint-Venant

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.44)$$

ist lediglich vom Druckverhältnis $\pi = \frac{p_{nach}}{p_{vor}}$ über dem Drosselelement und vom Isentropenexponent κ abhängig. Der maximale Durchflusswert wird im sogenannten kritischen Druckverhältnis $\pi_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ erreicht. In diesem Zustand strömt das ideale Gas mit Schallgeschwindigkeit durch die Drosselstelle. Unterhalb des kritischen Druckverhältnisses ist keine weitere Geschwindigkeitserhöhung möglich. Folglich muss in einen unter- und überkritischen Fall unterschieden werden.

$$\Psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \text{für } \pi \geq \pi_{krit} \\ \Psi_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} & \text{für } \pi < \pi_{krit} \end{cases} \quad (4.45)$$

Zur Reduktion des Rechenaufwands im Steuergerät schlägt Nöthen in [49] für die Berechnung der Durchflussfunktion im unterkritischen Druckbereich folgende Approximationsgleichung vor. ($\Delta p = p_{vor} - p_{nach}$)

$$\Psi \approx \Psi_{max} \sqrt{\frac{2}{1 - \pi_{krit}} \left(\frac{\Delta p}{p_{vor}} \right) - \frac{1}{(1 - \pi_{krit})^2} \left(\frac{\Delta p}{p_{vor}} \right)^2} \quad \text{für } \pi \geq \pi_{krit} \quad (4.46)$$

Die verbliebene unbekannte Größe in der Drosselgleichung ist die effektive Querschnittsfläche A_{eff} . Diese lässt sich in Abhängigkeit des Ansteuertastverhältnisses des betrachteten Stellers ermitteln. Der Zusammenhang zwischen dem Ansteuertastverhältnis des jeweiligen Ventil- bzw. Klappenstellers und zugehöriger effektiver Querschnittsfläche wird im Rahmen dieser Arbeit direkt am Versuchsträger ermit-

telt. Dazu wird das Tastverhältnis in einem Betriebspunkt des Motors im gesamten Verstellbereich variiert. Anschließend erfolgt die Berechnung der effektiven Querschnittsfläche mit Hilfe der Drosselgleichung unter Verwendung des Referenzmassenstroms sowie des gemessenen Gaszustands vor und nach dem Steller. Der Referenzmassenstrom kann je nach Bedatungsfall aus dem Prüfstandsmassenstromwert oder auch mit der Methode zur Bestimmung des Abgasrückführmassenstroms aus Sauerstoffkonzentrationen ermittelt werden [49]. Der berechnete Zusammenhang zwischen Tastverhältnis und effektiver Querschnittsfläche wird anschließend in einer Kennlinie als Ventil- bzw. Klappencharakteristik abgelegt.

Das soeben vorgestellte Drosselmodell wird im folgenden Kapitel 5 als invertiertes Modell für die Vorsteuerung der effektiven Ventil- und Klappenflächen der Aktoren des externen Gassystems mehrfach zum Einsatz kommen. Es bildet somit ein zentrales Grundelement der externen Gassystemregelung.

4.4.1 Hochdruckabgasrückführmassenstrom

Mit Gleichung 4.43 und 4.46 sowie den entsprechenden Sensorwerten lässt sich der Hochdruckabgasrückführmassenstrom \dot{m}_{eAGRHD} berechnen. Die effektive Ventilquerschnittsfläche A_{effHD} wird aus einer Kennlinie in Abhängigkeit der Ventilstellung TV_{HD} ermittelt. Aufgrund der kurzen Gasleitungen und des thermischen Zustands der Hochdruckabgasrückführung wird davon ausgegangen, dass der modellierte Massenstrom ohne zeitliche Verzögerungen den Zylindern zugeführt wird.

$$\dot{m}_{eAGRHD} = A_{effHD} \cdot p_3 \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{Gas} \cdot T_3'}} \cdot \Psi(\kappa, p_3, p_2) \quad (4.47)$$

$$\Psi \approx \begin{cases} \Psi_{max} \sqrt{\frac{2}{1 - \pi_{krit}} \left(\frac{\Delta p_{HD}}{p_3} \right) - \frac{1}{(1 - \pi_{krit})^2} \left(\frac{\Delta p_{HD}}{p_3} \right)^2} & \text{für } \pi \geq \pi_{krit} \\ \Psi_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} & \text{für } \pi < \pi_{krit} \end{cases} \quad (4.48)$$

$$A_{effHD} = f(TV_{HD}) \quad (4.49)$$

$$\Delta p_{HD} = p_3 - p_2 \quad (4.50)$$

4.4.2 Niederdruckabgasrückführmassenstrom

Der Niederdruckabgasrückführmassenstrom \dot{m}_{eAGRND} wird analog nach Gleichung 4.47 berechnet.

$$\dot{m}_{eAGRND} = A_{effND} \cdot p_4 \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_{Gas} \cdot T_4'}} \cdot \Psi(\kappa, p_4, p_0) \quad (4.51)$$

$$\Psi \approx \begin{cases} \Psi_{max} \sqrt{\frac{2}{1 - \pi_{krit}} \left(\frac{\Delta p_{ND}}{p_4} \right) - \frac{1}{(1 - \pi_{krit})^2} \left(\frac{\Delta p_{ND}}{p_4} \right)^2} & \text{für } \pi \geq \pi_{krit} \\ \Psi_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} & \text{für } \pi < \pi_{krit} \end{cases} \quad (4.52)$$

$$A_{effHD} = f(TV_{ND}) \quad (4.53)$$

$$\Delta p_{HD} = p_4 - p_0 \quad (4.54)$$

4.4.3 Externe Abgasrückführrate

Die externe Abgasrückführrate ist die Summe der im Hoch- und Niederdruckzweig rückgeführten Abgasanteile im Saugrohr. Systembedingt entspricht der aktuelle Niederdruckabgasrückführmassenstrom am Ventil jedoch nicht dem aktuellen Anteil im Saugrohr. Besonders in dynamischen Betriebsphasen des Motors kommt dieser Nachteil zum Tragen. Grund dafür ist das Speicherverhalten der Ansaugstrecke und die Laufzeit des Gases aufgrund der längeren Wegstrecke. Für die Modellierung dieser Effekte wird die Gasstrecke der Niederdruckabgasrückführung von der Einleitstelle vor dem Verdichter bis zur Drosselklappe als Behälter konstanten Volumens mit zu- und ausfließenden Massenströmen sowie mit verbindenden Rohrstücken konstanten Querschnitts aufgefasst. Der aperiodische Transportvorgang der Niederdruckabgasrückführung kann dann näherungsweise durch ein totzeitbehaftetes Proportionalele-

ment mit Verzögerung I. Ordnung modelliert werden (PT₁T_t-Element) [49]. Beide Elemente besitzen bei konstanter Verstärkung K_p die gleiche variable Zeitkonstante $T_1 = \tau_t = \frac{pV}{RT\dot{m}_{DK}}$, welche sich aus dem sich ändernden Zustand vor der Drosselklappe und dem zugehörigen Massenstrom ergibt. Dieser Massenstrom entspricht dem Massenstrom durch die Drosselklappe als Differenz aus zylinderangesaugtem und Hochdruckabgasrückführmassenstrom $\dot{m}_{DK} = \dot{m}_{Ein} - \dot{m}_{eAGRHD}$. Die in das Saugrohr einströmende Niederdruckrate r_{NDSgr} berechnet sich dann nach Gleichung 4.55.

$$r_{NDSgr} = K_p \cdot \frac{\dot{m}_{eAGRND}}{\dot{m}_{DK}} \cdot \left(t - e^{-\frac{t}{T_1}} - \tau_t + 1 \right) \quad (4.55)$$

Unter Vernachlässigung der geringen Speicherwirkung des Saugrohrs lässt sich die externe Abgasrückführrate im Saugrohr berechnen. Die Summe aus Niederdruck- $\dot{m}_{DK}r_{NDSgr}$ und Hochdruckrückführung \dot{m}_{eAGRHD} wird dabei auf den gesamten Zylindergasmassenstrom \dot{m}_{Zyl} bezogen.

$$r_{eAGRdyn} = \frac{\dot{m}_{DK}r_{NDSgr} + \dot{m}_{eAGRHD}}{\dot{m}_{Zyl}} \quad (4.56)$$

Diese dynamisch ermittelte Rate $r_{eAGRdyn}$ ersetzt in Gleichung 4.32 zur Berechnung des Zylindersauerstoffgehalts die stationär berechnete externe Rate r_{eAGR} . Die ausführliche Herleitung ist der Quelle [49] zu entnehmen.

Abbildung 4.19 zeigt die Modellgüte der modellierten externen Abgasrückführrate bei Hoch- und Niederdruckvariationen im Vergleich zu der am Motorprüfstand ermittelten Rate. Die Korrelation zwischen beiden Größen beträgt über 97%.

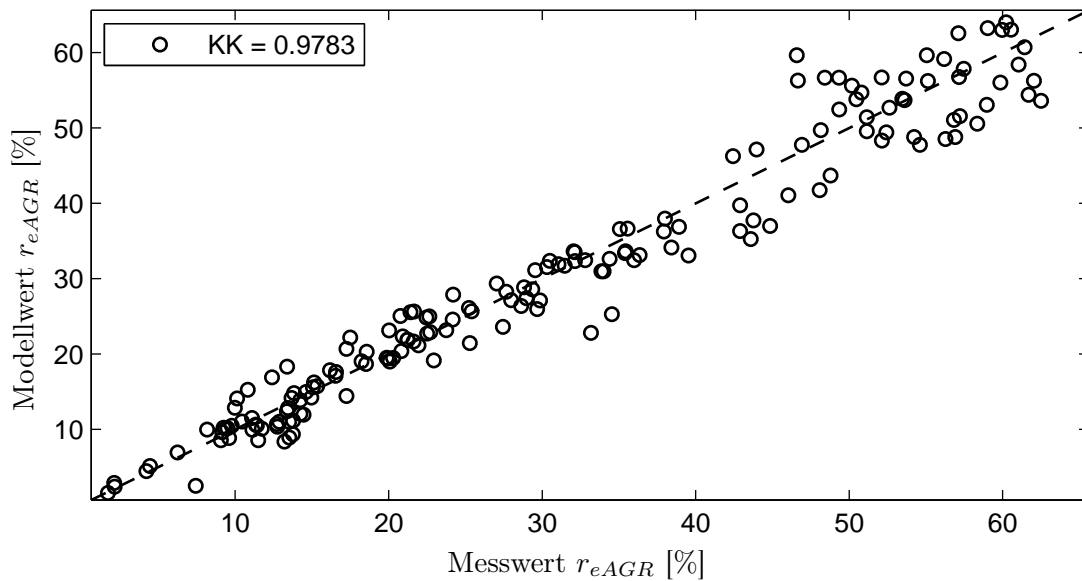


Abbildung 4.19: Vergleich von modellierter und gemessener externer Abgasrückführ-rate im Motorkennfeld

4.5 Validierung des zylinderdruckbasierten Gaszustandsmodells

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Ausgangsgrößen des zylinderdruckbasierten Gaszustandsmodells im Hinblick auf ihre Genauigkeit hin untersucht. Da die im nachfolgenden Kapitel 5 vorgestellte Gassystemregelung für Aufladung und Abgasrückführung auf den Brennraumregelgrößen Zylindergasmasse und -sauerstoffgehalt aufbaut, sind diese beiden Gaszustandsgrößen in ihrem Modellverhalten von besonderem Interesse. Dazu ist sicherzustellen, dass beide Größen hinreichend exakt vom Modell erfasst werden. Die Beurteilung des Modellverhaltens erfolgt anhand von Referenzwerten in Stationär- und Transientmessungen am realen Motorsystem am Prüfstand, und wird in den folgenden Abschnitten vorgestellt und diskutiert.

Die Bedatungsergebnisse der Teilmodelle wurden bereits in den vorherigen Abschnitten dargestellt. Dennoch ist es erforderlich, die Genauigkeit des Gesamtmodells zu bewerten. Dabei haben das Problem der Fehlerfortpflanzung und die Rückkopplung berechneter Modellgrößen einen nicht unerheblichen Einfluss. Letztendlich zeigt sich in der Genauigkeit der Ausgangsmodellgrößen die Qualität des Gesamtmodells. An dieser Stelle sei noch einmal erwähnt, dass lediglich der Druck im Zylinder und der zylinderexterne Zustand messtechnisch erfasst werden. Sämtliche Modellgrößen für den Gaszustand im Zylinder werden aus diesen Eingangsgrößen berechnet. Auch mit Hilfe der Ladungswechselanalyse kann nicht hundertprozentig genau der Zylinderzustand erfasst werden. Daher steht das systematische und stabile Verhalten der Modelle im Vordergrund.

4.5.1 Stationärerergebnisse am Motorprüfstand

Gesamtgasmasse im Brennraum

Abbildung 4.20 zeigt den Vergleich zwischen Modell- und Messwerten für die Gesamtgasmasse im Zylinder. Die Modellwerte wurde online während des Motorbetriebs berechnet. Die Messwertbestimmung resultiert aus der Nachberechnung der Messungen mit der Ladungswechselanalyse. Dargestellt ist für jeden Messpunkt ein Mittelwert, welcher aus den Einzelwerten für jeden Zylinder bestimmt wurde. Die Durchführung der Messungen erfolgten mit und ohne externe Abgasrückführung im gesamten Betriebskennfeld des Motors. Des Weiteren wurde die Zylinderfüllung durch Variation des Einlass-Schließt-Winkels variiert.

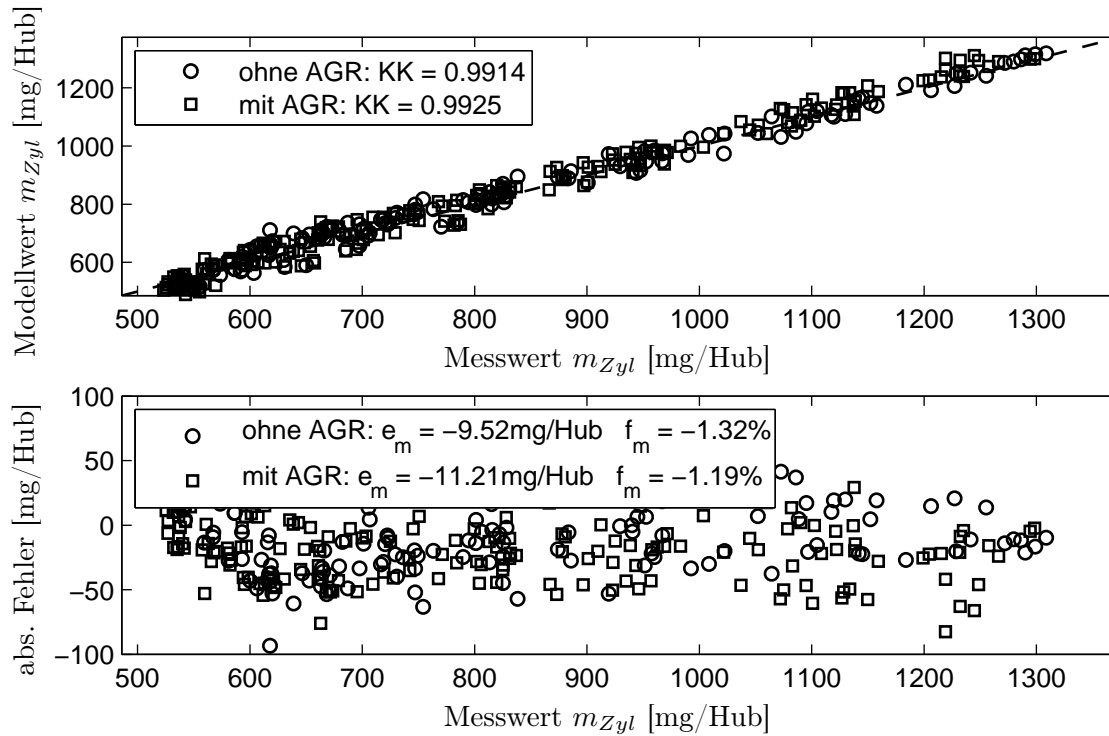


Abbildung 4.20: Vergleich von modellierter und nachberechneter Zylindergasmasse im stationären Motorkennfeld

Mit Hilfe der vereinfachten Modellansätze auf Basis des gemessenen Zylinderdrucks ist es sehr gut möglich, den genauen Gasmassenzustand zylinderselektiv und arbeitsspielsynchron zu berechnen. Auch die Auswirkungen einer Variation der Einlassventilsteuerzeiten auf die Zylindergasmasse kann sehr gut abgebildet werden. Für Messungen ohne und mit AGR wurde in beiden Fällen ein Korrelationskoeffizient von 99% erreicht. Der durchschnittliche absolute Fehler für die Gasmassenbestimmung pro Messreihe liegt über alle Zylinder gerechnet bei -9,52mg/Hub (ohne AGR) bzw. -11,21mg/Hub (mit AGR), was einem mittleren relativen Fehler von -1,32% (ohne AGR) bzw. -1,19% (mit AGR) entspricht.

Die folgende Abbildung 4.21 zeigt die Abhängigkeit des Gasmassenresiduums von den wichtigsten Modelleingangsgrößen. Darin wird deutlich, dass besonders bei aktivierter Abgasrückführung ein erhöhter Einfluss von Drehzahl, Zylindertemperatur und Abgasgegendruck auf die Modellierung der Zylindergasmasse besteht. Mit Hilfe dieser Residuenanalyse kann das Modell weiter verfeinert werden.

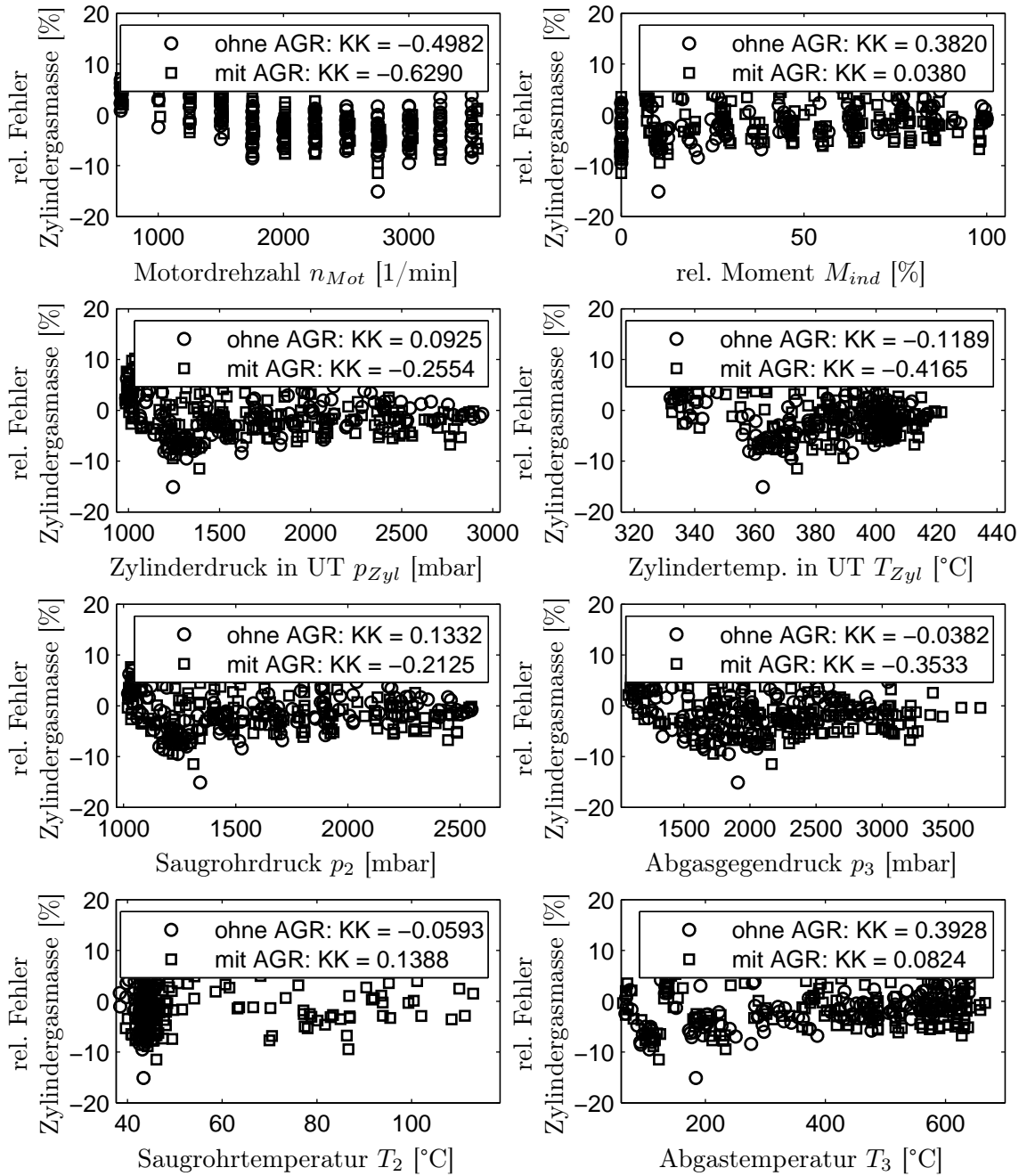


Abbildung 4.21: Darstellung der Abhängigkeit des Gasmassenresiduums von den wichtigsten Modelleingangsgrößen

Angeaugter Gasmassenstrom

Der nach Gleichung 4.23 und 4.25 berechnete und gemittelte angesaugte Gasmassestrom ist bei abgeschalteter interner und externer Abgasrückführung mit dem Prüfstandsmassenstromsensor vergleichbar und kann demzufolge zur Gütebeurteilung des Modells herangezogen werden. Abbildung 4.22 zeigt den Vergleich zwischen

modelliertem und gemessenem Wert für den angesaugten Gasmassenstrom am Motorprüfstand.

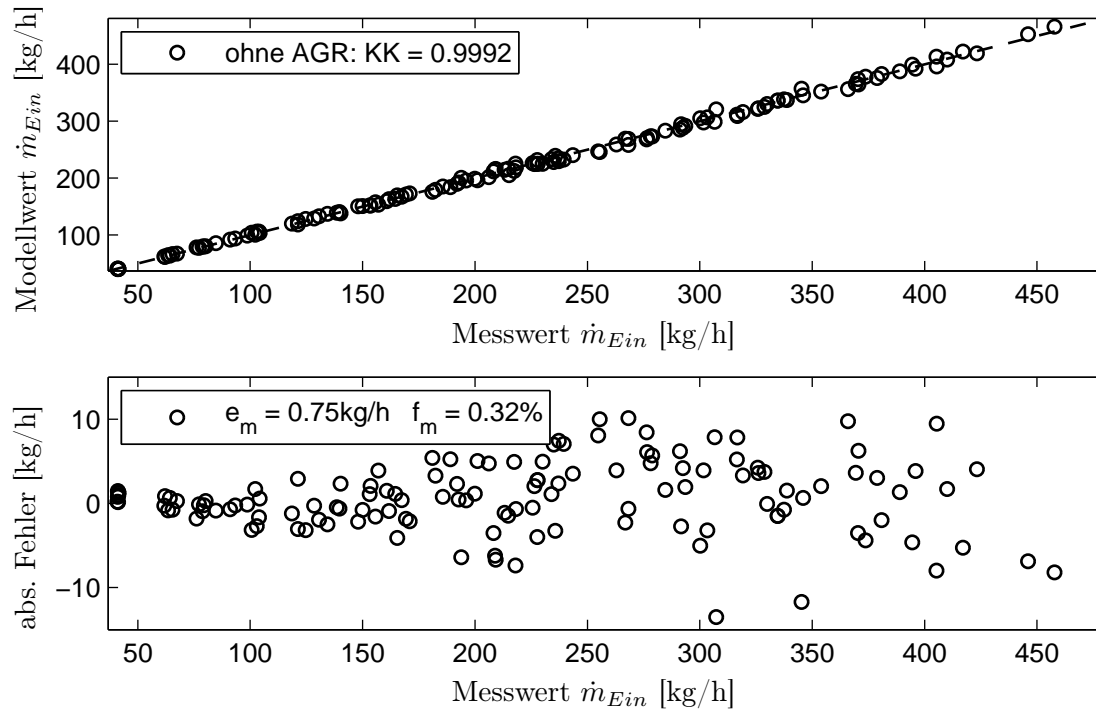


Abbildung 4.22: Vergleich von modelliertem und gemessenem angesaugten Gasmassenstrom im stationären Motorkennfeld

Auch hier ist die hohe Güte des zylinderdruckbasierten Modellansatzes mit einem Korrelationskoeffizient von über 99% erkennbar. Der durchschnittliche absolute Fehler für den angesaugten Gasmassenstrom liegt bei 0,75kg/h, was einem mittleren relativen Fehler von 0,32% entspricht.

Zylinder- bzw. Abgassauerstoffgehalt

Die Bestimmung des Sauerstoffgehalts in jedem einzelnen Zylinder kann nur sehr aufwändig mit Hilfe einer getakteten Gasentnahme erfolgen. Daher wird zur Beurteilung der Modellgüte am Prüfstand der Messwert der Abgasanalyse für den Abgassauerstoffgehalt herangezogen und mit dem gemittelten Modellwert verglichen. Nach Gleichung 4.37 würde sich ein Fehler in der Zylindersauerstoffbestimmung eindeutig auf den Modellwert des Restsauerstoffgehalts im Abgas auswirken. Das heißt beispielsweise, ein Fehler in der Abgasrückführatenbestimmung hat direkten Einfluss auf den Zylinder- und Abgaswert des Sauerstoffgehalts im System. Somit sind alle Teilmodelle miteinander gekoppelt. In Abbildung 4.23 wird der modellierte

Wert mit dem gemessenen Abgassauerstoffgehalt verglichen. Es wurde eine ausreichend hohe Modellgüte mit einem Korrelationskoeffizient von 97% erreicht. Größere Abweichungen sind während regelungsunkritischer Schubphasen mit geöffneten Abgasrückführventilen zu verzeichnen (Messwertbereich: $0,20 < x_{O_2ZylAbg} < 0,21$).

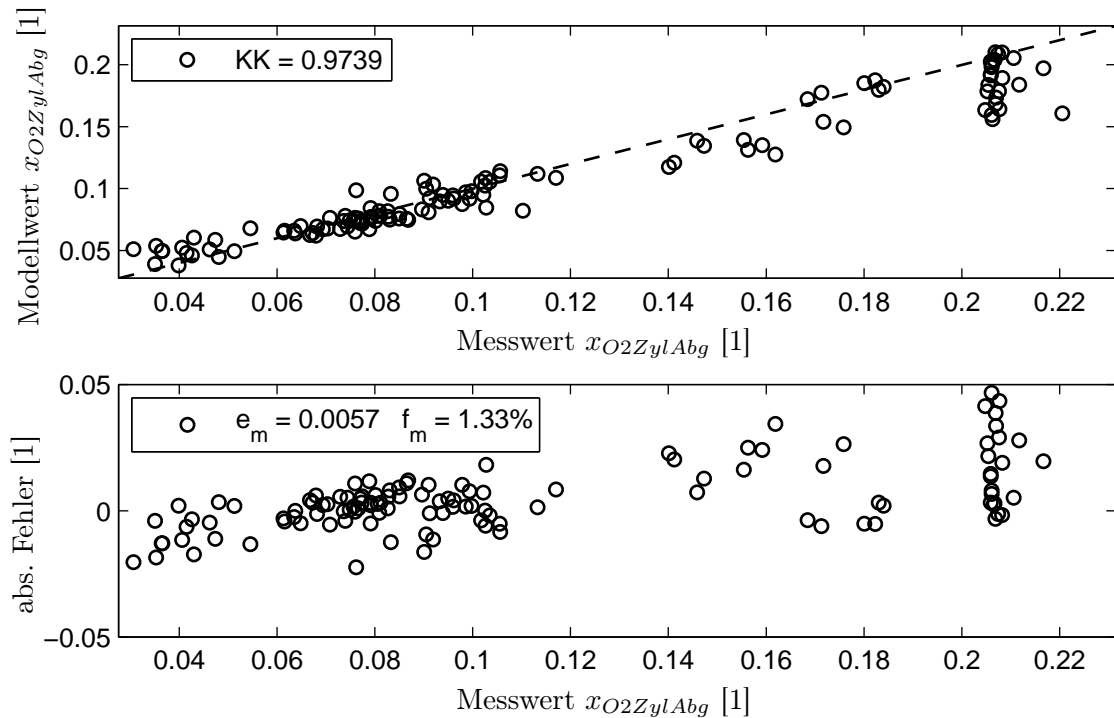


Abbildung 4.23: Vergleich von modelliertem und gemessenem Abgassauerstoffgehalt im stationären Motorkennfeld

Die Hauptfehlerquelle für die Sauerstoffbestimmung im Brennraum ist eine ungenaue Erfassung der Abgasrückführmassenströme, die betriebspunktabhängig sehr stark von Druckpulsationen und Speichervolumina im Gassystem beeinflusst werden. Der Fehler würde sich bis zur Abgassauerstoffmodellierung fortpflanzen und so wieder auf die Berechnung des Zylindersauerstoffgehalts einwirken. Mit Hilfe des Zylinderdrucksignals können die Auswirkungen dieser Fehlerfortpflanzung jedoch minimiert werden (vgl. Punkt „Zylinderindividuelle Korrektur“ unter Abschnitt 4.3.5). Des Weiteren gibt es im Bereich des Einspritzpfades erhebliche Fehlereinflüsse. Aufgrund von Druckwellen in den Einspritzleitungen entspricht die eingespritzte Kraftstoffmenge nicht in jedem Punkt dem Solleinspritzwert. Dies hat wiederum Auswirkungen auf den gemessenen Sauerstoffgehalt im Abgas. Das Modell nach Gleichung 4.37 verwendet die Solleinspritzmenge für jeden Zylinder. Es findet keine Istwertberechnung und Einspritzmengenkorrektur statt. Trotz dieser Fehlereinflüsse ergibt sich für die Berechnung des Zylinder- bzw. Abgassauerstoffgehalts eine aus-

reichende Modellgüte. Der durchschnittliche absolute Fehler für den mittleren Abgassauerstoffgehalt liegt bei 0,0057, was einem mittleren relativen Fehler von 1,33% entspricht.

Wie bereits genannt, besitzen laut Abbildung 4.24 die Modellwerte für die Abgasrückführrate und den Zylindersauerstoffgehalt einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Abgassauerstoffmodellierung.

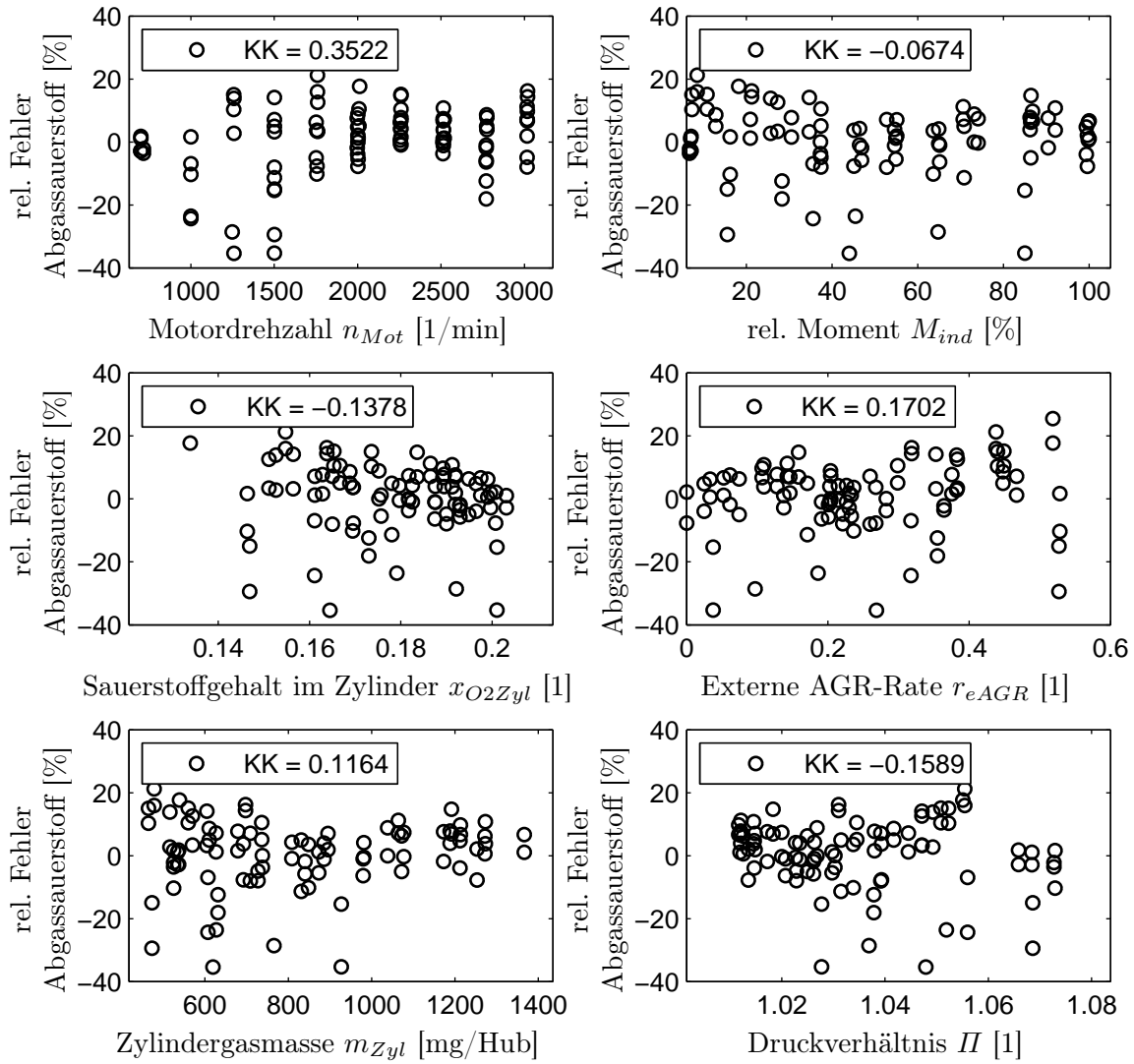


Abbildung 4.24: Darstellung der Abhängigkeit des Abgassauerstoffresiduums von den wichtigsten Modelleingangsgrößen

4.5.2 Transientergebnisse am Motorprüfstand

Das transiente Modellverhalten ist für die neue Gassystemregelung von entscheidender Bedeutung. Zur Beurteilung der Modellgüte von Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder werden stellvertretend der angesaugte Gasmassenstrom und der Abgas-sauerstoffgehalt herangezogen und mit den jeweiligen Referenzwerten verglichen.

Angesaugter Gasmassenstrom

Abbildung 4.25 zeigt einen Ausschnitt aus dem dynamischen Testzyklus NEFZ, welcher ohne Abgasrückführung durchfahren wurde. Somit ist der Modellwert mit dem Prüfstandsmassenstromsensor vergleichbar. Es zeigt sich ein ähnlich gutes Modellverhalten wie im stationären Betrieb. Deutliche Unterschiede sind in stark dynamischen Betriebsphasen (schnelle Lastwechsel) erkennbar, die durch das Speicher- und Laufzeitverhalten mit einhergehenden Druckpulsationen im Gaspfad hervorgerufen werden. Weiterhin ist anzumerken, dass der Modellwert das direkte Ergebnis aus dem Zylinder abbildet. Der Referenzsensor sitzt am Eingang der Gasstrecke und ist somit weit vom Prozessgeschehen entfernt.

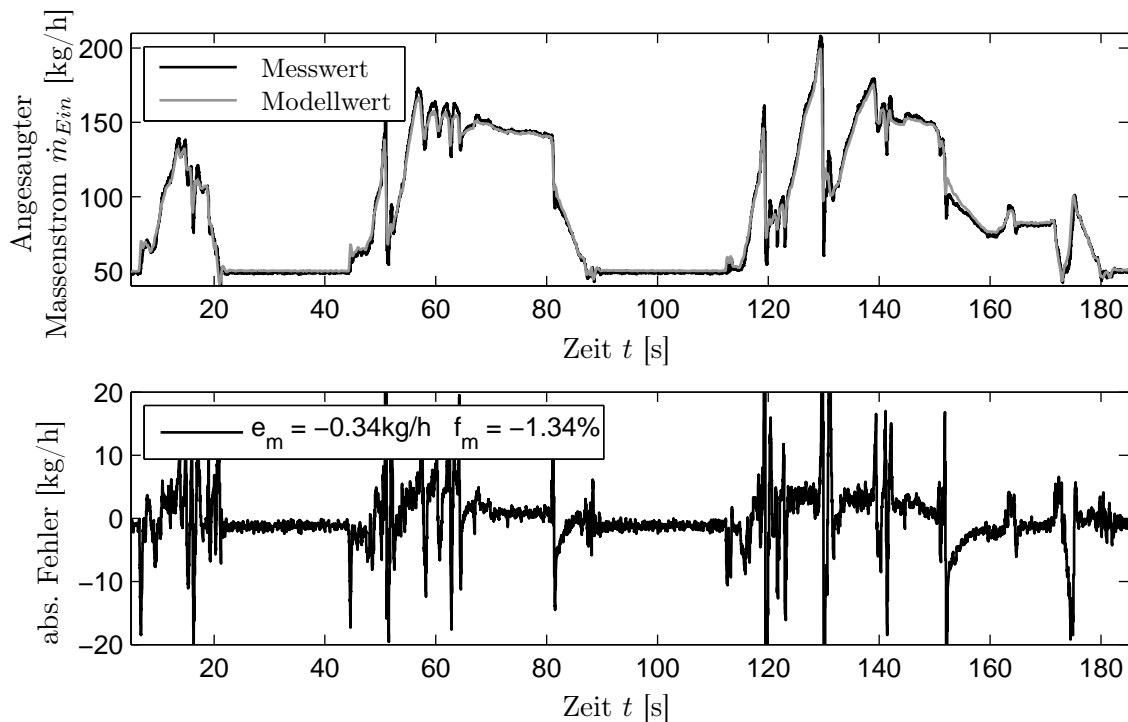


Abbildung 4.25: Darstellung des transienten Modellverhaltens des angesaugten Gasmassenstroms

Zylinder- bzw. Abgassauerstoffgehalt

Analog zu den Stationärmessungen ist die Modellgüte des Zylindersauerstoffgehalts nur anhand des Abgassauerstoffgehalts beurteilbar. Dieser wird mit dem Wert der Abgaslambdasonde nach Turbine verglichen. Der in Abbildung 4.26 dargestellte Abschnitt aus dem Testzyklus FTP75 wurde mit Abgasrückführung und seriennahen Einstellungen für Ladedruck und Abgasrückführung durchfahren. Auch hier zeigt sich ein ähnliches Modellverhalten wie im Stationärbetrieb. Deutliche Unterschiede sind in den Leerlauf- und Schubphasen erkennbar. In diesen Phasen wird ein fester Abgassauerstoffwert vorgegeben, um die Stabilität des Modells zu gewährleisten. Hauptfehlerquellen sind die Modellierung der Abgasrückführrate und die Summe der realen Kraftstoffmengen aller Einspritzungen pro Zylinder.

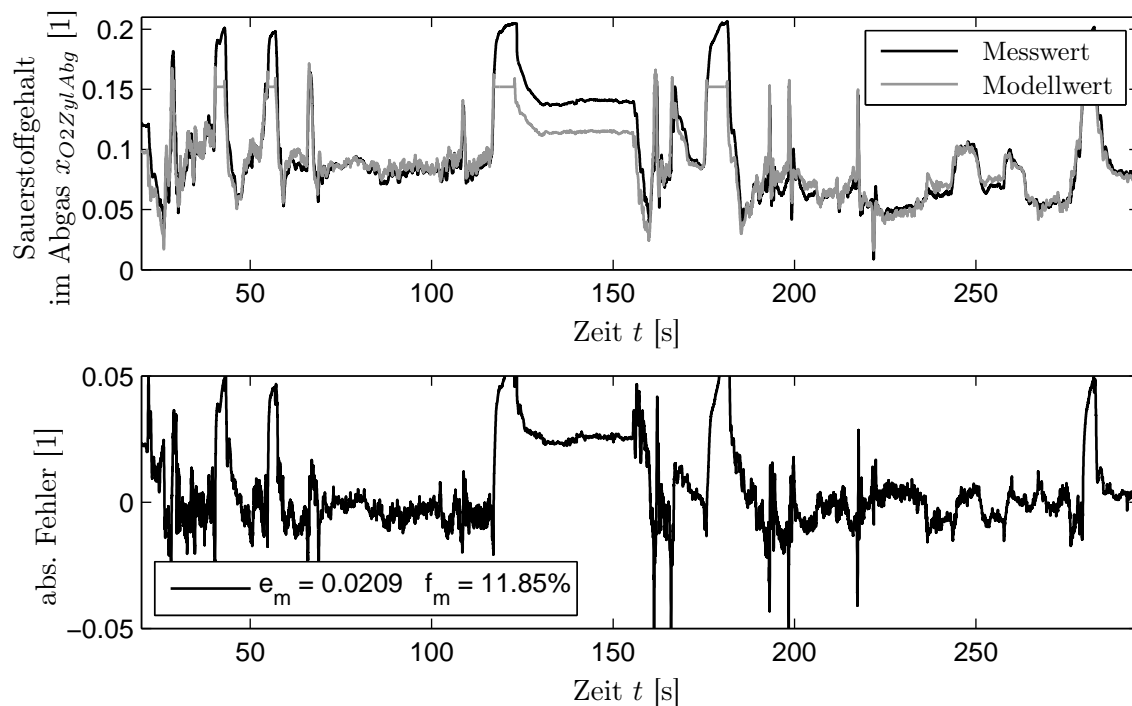


Abbildung 4.26: Darstellung des transienten Modellverhaltens des Sauerstoffgehalts im Abgas

5 Strategie zur Regelung des Gaszustands im Zylinder

Der Fokus dieses Kapitels liegt auf der Beschreibung der zylinderindividuellen Regelung des Gaszustands, welche ein wesentlicher Bestandteil des in Kapitel 2 vorgestellten zylinderdruckbasierten Motormanagementkonzepts für aktuelle und zukünftige Dieselmotorenverfahren ist. Als Hauptführungsgrößen für die Regelung des Gaszustands im Brennraum werden die Gesamtgasmasse und der Sauerstoffgehalt verwendet.

In den folgenden Unterkapiteln werden nach einer Einführung der Aufbau und die Besonderheiten der Regelungsstruktur für das komplexe Gassystem erläutert. Darauf aufbauend werden anschließend die Teilregelkreise der Hauptführungsgrößen in ihren Eigenschaften und ihrer Funktionsweise dargestellt.

5.1 Einführung

In Kapitel 1 und 2 wurde zur Einleitung in diese Arbeit und zur Konzeptentwicklung ein Überblick über die in der Motorsteuerung einsetzbaren regelungstechnischen Verfahren gegeben. Diese Methoden wurden auf ausgewählte Probleme der Gassystemregelung angewendet. Ziel dieser Arbeit ist es, eine Gassystemregelung zu entwickeln, die alle Gassystemsteller des Versuchsträgers sowie die Funktionalitäten eines vollvariablen Ventiltriebs mit einbindet und Erweiterungen zulässt. Aufgrund dieser komplexen Anforderung werden zur Darstellung einer ersten Machbarkeit bewährte Ansätze eingesetzt und erweitert. Dabei wird das nichtlineare Streckenverhalten des Motorgassystems in stationären Betriebspunkten als linear betrachtet und versucht, dieses mit Methoden der linearen Regelungs- und Steuerungstheorie zu beherrschen.

Im regelungstechnischen Sinn ist das Gassystem moderner Dieselmotoren ein Mehrgrößensystem. Im folgenden Konzept wird diese Regelungsaufgabe durch den Einsatz von Eingrößen-Regelungen mit modellbasierter Führungsgrößenvorsteuerung und koordinierter Sollwertvorgabe für die einzelnen Teilregelkreise gelöst. Teilweise

erfolgt eine Zusammenfassung zu kaskadierten Strukturen. Abbildung 5.1 veranschaulicht das Basisprinzip.

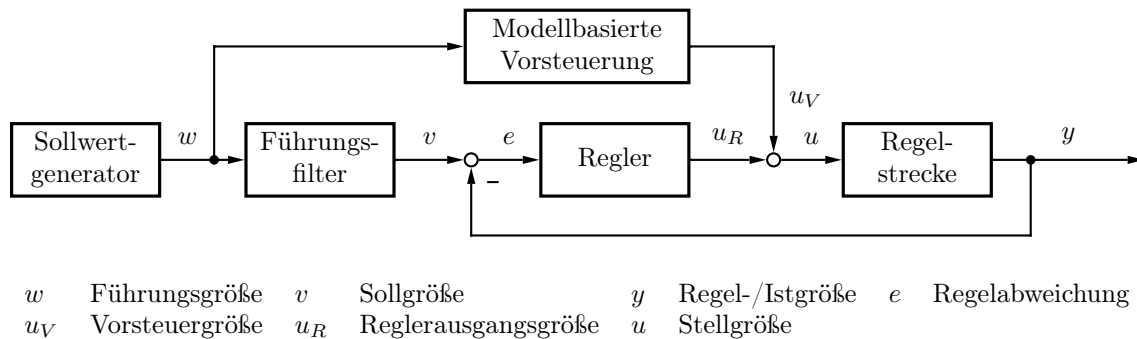


Abbildung 5.1: Regelungsstruktur mit modellbasierter Führungsgrößenvorsteuerung

Die Vorsteuerung nimmt dabei den Platz eines invertierten Streckenmodells zur Verbesserung des dynamischen Führungsverhaltens des Regelkreises ein. Die Idee verfolgt somit die Entlastung des Reglers von dynamischen Eingriffen. Die Aufgabe des parallelgeschalteten linearen Reglerelements (PI- oder PID-Glied) besteht in der Korrektur von Modellunsicherheiten und Störeinflüssen auf Basis von Sensor- oder Modellwerten zur Gewährleistung eines stabilen Regelverhaltens. Voraussetzung ist eine vollständige Kompensation aller Pole der Strecke in der Vorsteuerung. In der Praxis wird dies nicht immer gelingen. Somit wird in der offenen Kette die Ausgangsgröße der Führungsgröße bei Führungsanregung nur verzögert folgen. Aufgrund der auftretenden Regelabweichung wird der Regler in seinem Stellgrößenbereich reagieren. Dies kann verhindert werden, wenn ein Führungsfilter in den Führungszweig eingefügt wird [64]. Das Führungsfilter wird so gewählt, dass bei Führungsanregung in Abwesenheit von Störungen die Verläufe von v und y identisch sind. Der Regler wird durch diese Struktur für Führungsanregungen nicht verwendet, ist aber für Störungen weiterhin voll wirksam.

Bei diesem Regelungsprinzip wird die Führungsgröße fortlaufend von einer übergeordneten Ebene vorgegeben und ist im Voraus nicht bekannt. Im dynamischen Motorbetrieb ergibt sich somit ein ständiger Betriebspunktwechsel mit geänderten Sollwerten. Zusätzlich werden in den Funktionen Einstellparameter vorgesehen, mit denen das Verhalten des geschlossenen Regelkreises bei Bedarf angepasst werden kann (Applikation). Zusätzlich wird in der Umsetzung der Regelungsstruktur aufgrund der übergeordneten Sollwertführung auf eine intensive Auslegung des Führungsfilters verzichtet.

Vor dem Hintergrund der begrenzten Rechenkapazität im Steuergerät und der Forderung nach serientauglichen Ansätzen erscheint dieses Vorgehen als sinnvoll. Dabei

gilt die grundsätzliche Anforderung, stabile und robuste Regelungen mit guten dynamischen und störunanfälligen Eigenschaften aufzubauen. Für weitere Informationen sei an dieser Stelle auf die Grundlagenliteratur [64, 46, 57] verwiesen.

5.2 Aufbau der Regelungsstruktur

Die neue Regelungsstrategie muss die erhöhten Anforderungen an die genaue Einstellung des Gaszustands im Brennraum zu Kompressionsbeginn erfüllen. Der Gaszustand ist prinzipbedingt abhängig vom zylinderexternen Zustand im Saugrohr und in den Zuleitungen. Im Vergleich zum Einspritzpfad besitzt der Gaspfad ein eher träges Einstellverhalten. Aufgrund dessen wird im Gaspfad zusätzliche neuartige Aktuatorik eingesetzt. Die Anforderungen können mit der Serienstruktur für die Gassystemregelung, wie sie in aktuellen Motorsteuergeräten implementiert ist, nicht oder nur mit viel Aufwand bedient werden (vgl. Seriengassystemregelung in Kapitel 3). Als grundlegende Ursache dafür nennt Nöthen in [49] die fehlende klare Zuordnung zwischen Aktoren und physikalischer Einflussgröße. Das bedeutet, dass die Serienstruktur nicht durch die Wirkung der Steller definiert ist. Somit lassen sich die physikalischen Zusammenhänge des Gesamtsystems nur in geringem Maße abbilden. Die Serienführungsgröße Frischluftmasse kann beispielsweise über die Hochdruck-, Niederdruckabgasrückführung oder sogar indirekt über eine Ladedruckänderung mit dem Abgasturbolader eingestellt werden. Alle drei Varianten haben unterschiedliche Auswirkungen auf Dynamik und Emissionen des Motors. Als weiteres Problem der konventionellen Struktur nennt Nöthen in [49] das Einbinden neuer Aktoren in zunehmend eigenen Betriebsarten. D.h., die Aktoren werden nur unter bestimmten Bedingungen in der jeweiligen Betriebsart eingesetzt. Dies wird durch eine Strukturumschaltung bewirkt, bei der sich sowohl die Regelgrößen als auch deren Zuordnung zu den einzelnen Stellern ändern. Unweigerlich führen derartige Übergänge zu schwer beschreibbaren Zuständen im Gesamtsystem. Daraus resultiert eine erhöhte Komplexität der Motorsteuerung, welche nicht die nötige Flexibilität für die Einbindung neuer Stellmöglichkeiten besitzt.

Nöthen schlägt daher in [49] einen neuen ganzheitlichen Ansatz für die Struktur der Gassystemregelung vor. Dabei bildet die physikalisch motivierte Zuordnung von Sollwerten zu den einzelnen Aktoren entsprechend ihrer Funktion einen wichtigen Grundsatz. Aufgrund der festen Zuordnung sollen Strukturumschaltungen der Regelungsstruktur verhindert werden. Eine weitere wichtige Eigenschaft ist der modulare Aufbau des Konzepts, was eine erhöhte Variabilität bezüglich der Integration neuer Stellelemente unabhängig von deren Bauweise und Typ ermöglicht.

Das in der vorliegenden Arbeit vorgestellte Konzept zur Gassystemregelung nutzt den Ansatz von Nöthen [49], welcher überwiegend die brennraumexternen Gassystemsteller verarbeitet, als Basis für die Integration der zylinderindividuellen Stellmöglichkeiten eines vollvariablen Ventiltriebs. Des Weiteren erfolgt eine Erweiterung bezüglich der Hauptführungsgrößen der Struktur. Anstelle der Abgasrückführate wird gemäß der Grundlagenuntersuchung in Kapitel 2.5.1 zur Wahl der Führungsgrößen der Sauerstoffgehalt im Brennraum verwendet.

Im Folgenden soll das erweiterte Konzept anhand von Abbildung 5.2 genauer erläutert werden. Wesentliche Merkmale sind die hierarchische Struktur mit zusammengefassten Funktionsgruppen sowie die klare und festgesetzte Zuordnung der Sollgrößen. Innerhalb der Struktur werden die koordinierenden Elemente mit dem in der Motorsteuerung weit verbreiteten Begriff „Koordinator“ bezeichnet. Ein Koordinator empfängt bestimmte Eingangsgrößen, verarbeitet diese und versendet Informationen über seine Ausgangsgrößen. Innerhalb des Koordinators kann die Verarbeitung der Eingangssignale über Kennfelder, Zustandsautomaten, Logikschaltungen, Reglerfunktionen und/oder Modelle erfolgen. Gleichzeitig übernimmt er Überwachungsfunktionen von unterlagerten Größen und reagiert bei Bedarf.

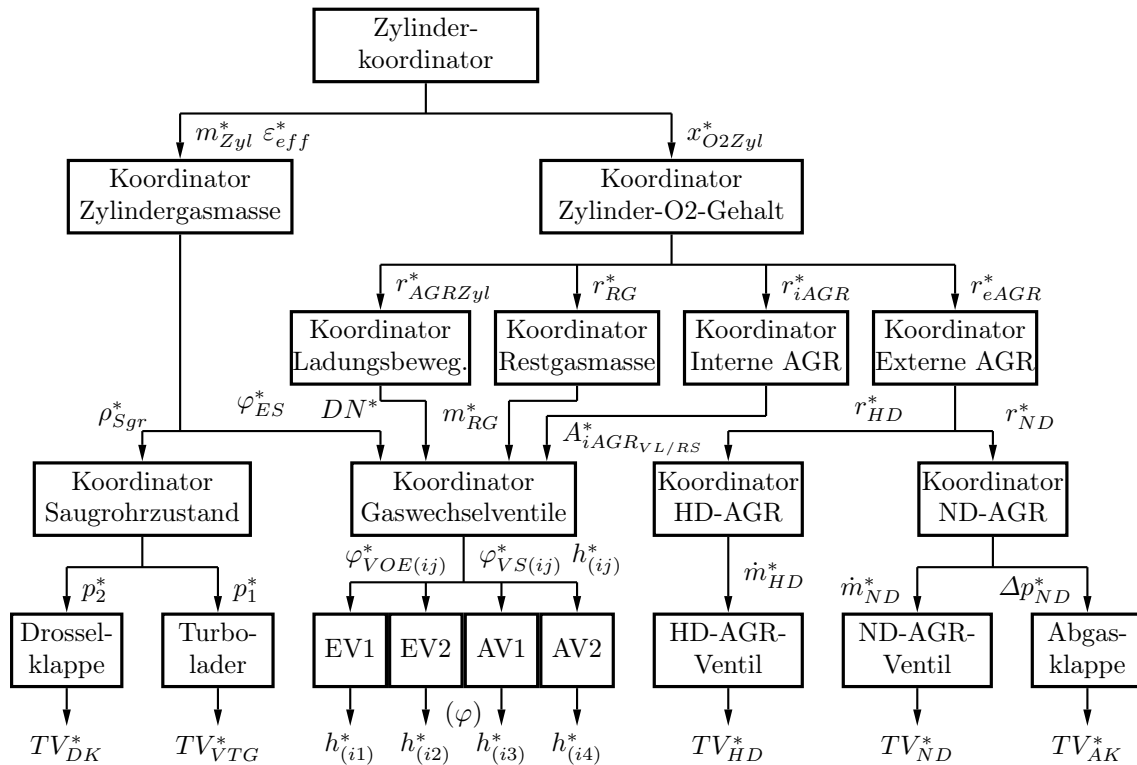


Abbildung 5.2: Aufbau der Regulationsstruktur für das Gassystem
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Auf der untersten Ebene sind alle im Motorgassystem vorhandenen Stellelemente in Form ihres Reglers abgebildet. Stellvertretend für die 16 Gaswechselventile sind jeweils die Ein- und Auslassventile eines Zylinders (i) dargestellt. Jedem Aktor ist nur eine feste Sollgröße zugeordnet. Für die beiden externen Abgasrückführventile sind dies beispielsweise die zugehörigen Massenströme. Mit Hilfe der Abgasklappe soll ein erforderliches Druckgefälle über dem Niederdruckventil eingestellt werden. Daher wird der nötige Differenzdruck als Sollwert für diesen Steller verwendet. Drosselklappe und Turbolader sollen entsprechend ihrer Position im Gaspfad vorgegebene Druckniveaus realisieren. Ventil-Öffnen- und Ventil-Schließt-Winkel sowie die maximale Hubhöhe sind wichtige Sollgrößen für die Hubkurvengenerierung der Gaswechselventile. Die einzelnen Stellelemente werden zur nächst höheren Ebene zu Funktionsgruppen zusammengefasst. Niederdruckventil und Abgasklappe bilden eine gemeinsame Gruppe zur Einstellung einer geforderten Niederdruckabgasrückführrate. Im zugehörigen Koordinator werden entsprechend des Ratensollwertes die nötigen Sollwerte für Massenstrom und Druckverhältnis berechnet. In ähnlicher Weise wird auch bei den anderen Aktoren eine Verallgemeinerung in Richtung höherer Ebenen vorgenommen. Wegen seiner zentralen Bedeutung für die Integration eines vollvariablen Ventiltriebs wird der Koordinator für die Gaswechselventile in einem der folgenden Abschnitte genauer behandelt.

Aufgrund der vielfältigen Systemfreiheiten zur Gaszustandsbeeinflussung sind in den höheren Hierarchieebenen entsprechende Koordinatoren erforderlich. Beispielhaft ist hier die Aufteilung der Gasmasseneinstellung auf Turbolader, Drosselklappe und Ventiltrieb zu nennen. Parallel dazu muss die Aufteilung der Gesamtabgasrückführrate aus einem geforderten Sauerstoffgehalt im Brennraum auf interne, externe und Restgasrate koordiniert werden. Weiterführend geschieht die Aufteilung auf externe Hochdruck- und Niederdruckrate bzw. auf einen internen Vorlagern- und Rücksauganteil. Die Koordinatoren bieten einen weiteren Vorteil. Im dynamischen Motorbetrieb können in einfacher Form Eingriffe in die Verteilungsfunktionen vorgenommen werden. Beispielsweise kann so die Laufzeit der Niederdruckabgasrückführung durch eine kurzfristig erhöhte externe Hochdruckabgasrückführung oder zylinderindividuelle interne Gasrückführung ausgeglichen werden. Auf diese Weise würde weiterhin der gewünschte Sauerstoffgehalt im Brennraum eingestellt werden.

Die oberste Hierarchieebene bildet der Zylinderkoordinator. Dieser Funktionsblock wurde bereits in Kapitel 2 als ein wichtiger Bestandteil des gesamten zylinderdruckbasierten Motormanagementkonzepts vorgestellt. Seine zentrale Aufgabe ist die Sollwertgenerierung der zwei Hauptführungsgrößen für das Gassystem: Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Brennraum. Beide Größen werden in zwei parallelen Gaszu-

standspfade entsprechend der in Abbildung 5.2 vorgestellten Regelungsstruktur eingestellt. Der Zylinderkoordinator ist nicht ausschließlich dem Gassystem zugeordnet, sondern koordiniert in ähnlicher Weise das Einspritzsystem [11].

In den folgenden Abschnitten werden die beiden Gaszustandspfade in ihrer Funktionsweise zunächst getrennt beschrieben. Im sich daran anschließenden Kapitel wird das Zusammenspiel beider Regelungspfade anhand von Prüfstandsmessungen dargestellt und diskutiert.

5.3 Zylinderindividuelle Einstellung der Gasmasse im Brennraum

Unter Einsatz der vorhandenen Gassystemsteller wird ausgehend vom Ladedruck die Gasmasse im Brennraum eingestellt. Dementsprechend werden die Sollwerte für den Saugrohr- und Ladedruck aus dem Sollwert für die Gasmasse abgeleitet. Des Weiteren erfolgt die Berechnung des Vorsteuerwertes für den Einlass-Schließt-Winkel des Ventiltriebs aus der Vorgabe für das effektive Verdichtungsverhältnis. Bei Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, beispielsweise durch frühes oder spätes Schließen der Einlassventile, ist es zur Konstanthaltung des thermodynamischen Wirkungsgrades der Verbrennung weiterhin erforderlich, die vorgegebene Gasmasse im Brennraum bereitzustellen. Dies kann nur durch einen entsprechend höheren Saugrohr- bzw. Ladedruck realisiert werden, dessen Erhöhung umgekehrt proportional zum effektiven Verdichtungsverhältnis steht. Anders betrachtet entspricht dieses Verfahren einer Art Vorspannung des Systems, da ein Druckvorhalt über dem Ventiltrieb aufgebaut wird. Parallel kann dazu ein weiterer Druckvorhalt über der Drosselklappe durch Vorgabe eines höheren Ladedrucksollwertes eingestellt werden. Beide Druckvorhalte können in transienten Betriebsphasen kurzfristig freigegeben und somit für eine schnelle Erhöhung der Gasladungsmasse genutzt werden, was wiederum ein verbessertes Ansprechverhalten des Turboladers zur Folge hat.

Bei entsprechender Aufteilung des Gesamtdruckvorhalts auf Ventiltrieb und Drosselklappe ist dieses Vorgehen auch verbrauchsneutral darstellbar [49]. Sinnvoll ist dabei ein kombinierter Einsatz beider Stellelemente. Für den Stationärbetrieb sollte der größere Anteil des Druckvorhalts an den Ventiltrieb vergeben werden, da die Variation der effektiven Verdichtung im Gegensatz zum Androsseln keine erhöhten Verluste erzeugt und somit keinen ungewollten Kraftstoffmehrverbrauch hervorruft. In der Dynamik kann es jedoch durchaus hilfreich sein, die Drosselklappe als unterstützendes Element verstärkt einzusetzen. Zusätzlich zum Ventiltrieb kann dann mit

dieser Strategie ein mögliches Überschwingen des Ladedrucksollwertes mit Hilfe der Drosselklappe kompensiert werden, um auch weiterhin den geforderten Saugrohrdruck einzustellen. Aufgrund der Zielsetzung, den erzeugten Druckvorhalt im dynamischen Motorbetrieb gezielt für ein besseres Ansprechverhalten zu nutzen, werden der Gesamtvorhalt und dessen Aufteilung auf die Gassystemsteller nur gesteuert und nicht als direkte Regelgrößen vorgegeben. Stattdessen erfolgt die Regelung der absoluten Zustandsgrößen nach den Stellern.

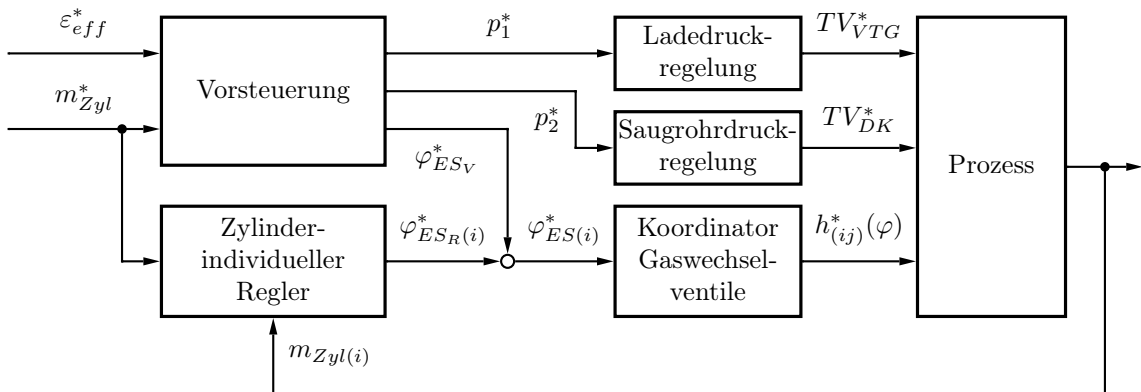


Abbildung 5.3: Funktionsschema der zylinderindividuellen Gasmassenregelung (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Abbildung 5.3 verdeutlicht das Funktionsschema der zylinderindividuellen Gasmassenregelung. Die Struktur besteht aus einer modellbasierten Führungsgrößenvorsteuerung und einem Regelungsanteil. Aufgabe der Vorsteuerung ist die Berechnung der Sollwerte für den Saugrohr- und Ladedruck sowie den Vorsteuerwert für den Einlass-Schließt-Winkel auf Basis der Führungsgrößen Gasmasse und effektive Verdichtung bzw. Druckvorhalt. Saugrohr- und Ladedrucksollwerte werden an die entsprechenden Regelkreise weitergeleitet. Parallel zum zylindergleichen Vorsteuerungs-zweig ist ein zylinderindividueller Regelkreis geschaltet, der in Abhängigkeit der Regelabweichung den vorgesteuerten Einlass-Schließt-Winkel über einen Regelanteil additiv korrigiert. Im Folgenden werden die genannten Funktionsblöcke detaillierter beschrieben.

5.3.1 Funktionsblock „Vorsteuerung“

Die Vorsteuerung zur Einstellung einer geforderten Gasmasse im Brennraum vereint die Koordinatoren „Zylindergasmasse“ und „Saugrohrzustand“ aus Abbildung 5.2. Folgende Gleichungen werden zur Berechnung der genannten Sollwerte herangezogen. Als Zwischengröße wird hierbei die Sollsaugrohrdichte ρ_{Sgr}^* bestimmt.

Dabei werden der thermische Istzustand zwischen Zylinder und Kanal $\frac{T_{100}}{T_{EV}}$ sowie betriebspunktabhängige Kanalverluste C_{Kanal} berücksichtigt. Somit ergibt sich für die Sollsaugrohrdichte, auch bei einem Druckvorhalt von Null, immer ein geringfügig anderer Wert als für die Dichte im Zylinder zum Einlass-Schließt-Zeitpunkt. Die Größen π_{VT}^* und π_{DK}^* beschreiben die bereits definierten Druckvorhalte über Ventiltrieb und Drosselklappe. Sie berechnen sich aus einem vorzugebenden Verteilungsfaktor ξ^* sowie dem Verhältnis von geometrischem zu gefordertem effektivem Verdichtungsverhältnis $\frac{\varepsilon_{geo}}{\varepsilon_{eff}^*}$.

$$\rho_{Sgr}^* = \pi_{VT}^* \cdot \left(\frac{m_{Zyl}^*}{V_{180}} \right) \cdot C_{Kanal} \cdot \frac{T_{100}}{T_{EV}} \quad (5.1)$$

$$p_2^* = \rho_{Sgr}^* \cdot R_{Sgr} \cdot T_2 \quad (5.2)$$

$$p_1^* = \pi_{DK}^* \cdot p_2^* \quad (5.3)$$

mit

$$\pi_{VT}^* = \xi^* \cdot \frac{\varepsilon_{geo}}{\varepsilon_{eff}^*} \quad (5.4)$$

$$\pi_{DK}^* = \left(1 - \xi^* \right) \cdot \frac{\varepsilon_{geo}}{\varepsilon_{eff}^*} \quad (5.5)$$

Entsprechend des geforderten Druckvorhalts über dem Ventiltrieb wird mit Hilfe einer Kennlinie ein absoluter Delta-Einlass-Schließt-Winkel $|\Delta\varphi_{ESV}^*|$ bestimmt. Durch die Verrechnung des Delta-Winkels mit dem Bezugswinkel φ_{UT} und einem Faktor K_{ES} , entsprechend der Vorgabe „Frühes“- oder „Spätes-Einlass-Schließt“ (FES / SES), ergibt sich der vorgesteuerte Soll-Einlass-Schließt-Winkel φ_{ESV}^* für die Einlassventile aller Zylinder.

$$|\Delta\varphi_{ESV}^*| = f\left(\pi_{VT}^*\right) \quad (5.6)$$

$$\varphi_{ESV}^* = \varphi_{UT} + K_{ES} \cdot |\Delta\varphi_{ESV}^*| \quad (5.7)$$

$$\text{mit } K_{ES} = \begin{cases} -1 & \text{für FES} \\ +1 & \text{für SES} \end{cases} \quad (5.8)$$

Die Vorsteuerkennlinie ist dabei die invertierte und aus einer Kurvenschar gemittelte Abbildung des Effekts einer Einlass-Schließt-Winkel-Variation von früh nach spät in verschiedenen Betriebspunkten.

5.3.2 Funktionsblock „Zylinderindividueller Regler“

Für jeden Zylinder ermittelt ein individueller Regler auf Basis der Regelabweichung für die Gasmasse im Brennraum einen Korrekturwert für den zuvor berechneten Vorsteuerwert. Demzufolge wirkt die Regelkorrektur direkt über die Stellgröße Einlass-Schließt-Winkel auf den Ventiltrieb. Es erfolgt keine Korrektur der Sollwerte für den externen Gaszustand. Abbildung 5.4 verdeutlicht das Funktionsschema zur Berechnung der Stellgrößenkorrektur.

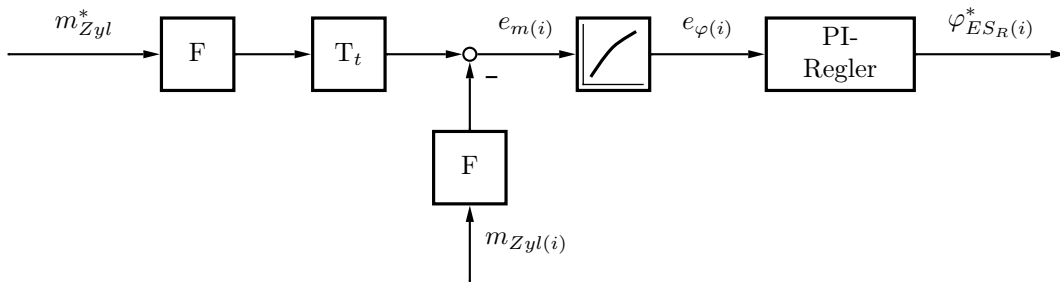


Abbildung 5.4: Funktionsschema zur Berechnung der Stellgrößenkorrektur auf Basis einer Gasmassenabweichung
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Sollwert m_{Zyl}^* und Istwert $m_{Zyl(i)}$ werden mit je einem gleichparametrierten IIR-Filter zur Verbesserung des Signal-Rausch-Verhältnisses gefiltert. Damit beide Werte miteinander vergleichbar sind, wird die Sollgröße durch ein Totzeitglied zusätzlich um einen Auswertungsschritt verzögert. Dies ist erforderlich, da der Istwert auf Basis des Zylinderdrucks ermittelt wird. Ein aktueller Wert steht somit erst nach stattgefundenem Ladungswechsel zur Verfügung. Die ermittelte Gasmassenabweichung $e_{m(i)}$ wird mit Hilfe eines nichtlinearen Kennlinienmodells in eine Regelabweichung $e_{\varphi(i)}$ für den Einlass-Schließt-Winkel umgerechnet. Diese wird anschließend mittels eines linearen Proportional-Integral-Reglers (PI-Regler) mit konstanten Faktoren verstärkt. Die Reglerausgangsgröße $\varphi_{ESR(i)}^*$ wird anschließend durch eine Begrenzungsfunktion im Regler innerhalb des applizierten Maximal- und Minimalwertes gehalten. Des Weiteren wird der I-Anteil des Reglers bei Überschreiten der Stellgrößengrenzen auf diese Werte begrenzt (Anti-Windup-Funktion). Der I-Anteil des Reglers wirkt während des stationären Einschwingvorgangs auf die Stellgröße und gleicht Soll- und Istmasse einander an.

Nach Gleichung 5.9 berechnet sich auf Basis des Vorsteuerwertes φ_{ESV}^* und der Reglerausgangsgröße $\varphi_{ESR(i)}^*$ der zylinderindividuelle Sollwert für den Einlass-Schließt-Winkel $\varphi_{ES(i)}^*$. An dieser Stelle muss ebenfalls der Faktor K_{ES} entsprechend der

Einlass-Schließt-Strategie berücksichtigt werden.

$$\varphi_{ES(i)}^* = \varphi_{ES_V}^* - K_{ES} \cdot \varphi_{ES_R(i)}^* \quad (5.9)$$

Die Vorsteuerungs- und Regelalgorithmen für die Gasmasseneinstellung werden zur Gewährleistung einer arbeitsspielsynchronen Vorgabe im winkelsynchronen Raster gerechnet. D.h., die Funktionen der Vorsteuerung und Regelung werden alle 180°KW aufgerufen, wobei die Regelung der einzelnen Zylinder in Zündreihenfolge ausgehend vom oberen Totpunkt der Verbrennung erfolgt.

5.3.3 Funktionsblock „Saugrohrdruckregelung“

Wie in Abbildung 5.5 dargestellt, besteht die Saugrohrdruckregelung zur Verbesserung des dynamischen Regelverhaltens aus einer modellbasierten Vorsteuerung sowie aus einem parallel geschalteten Regelkreis mit linearem PI-Glied. Auf Basis des Sollsaugrohrdrucks p_2^* , des Istmassenstroms m_{DK}^* und dem aktuellen Istzustand vor Drosselklappe, p_1 und T_1 , wird unter Einsatz des Drosselmodells nach Gleichung 4.43 die effektive Durchflussfläche A_{effDK}^* an der Klappe vorgesteuert (Gleichung 5.10). Korrigiert wird der Vorsteuerwert durch einen additiven Regelanteil in Abhängigkeit der errechneten und verstärkten Regelabweichung. Mit Hilfe einer Kennlinie erfolgt die Umrechnung des Flächenwertes in ein Sollastverhältnis TV_{DK}^* für die Klappenposition. Die Berechnung dieser Regelungsfunktionen erfolgt im zeitsynchronen Raster.

$$A_{effDK}^* = \frac{m_{DK}^*}{p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \cdot \Psi} \quad \text{mit } \Psi = f(p_1, p_2^*) \quad (5.10)$$

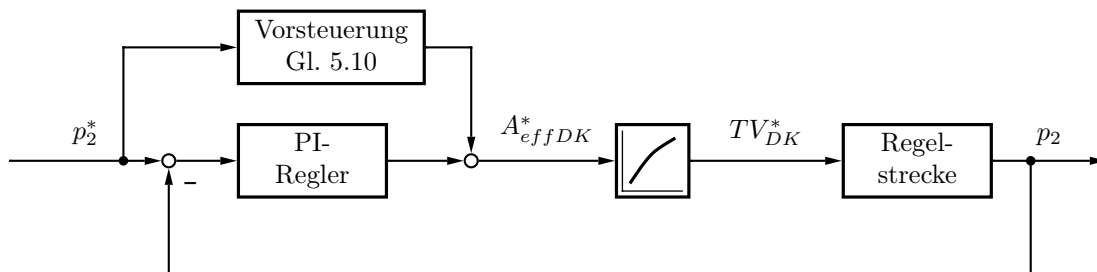


Abbildung 5.5: Funktionsschema für die Saugrohrdruckregelung
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

5.3.4 Funktionsblock „Ladedruckregelung“

Der unterlagerte Regelkreis für die Ladedruckeinstellung entspricht im Wesentlichen der bereits in Kapitel 3.2 vorgestellten konventionellen Ladedruckregelung. Diese besteht laut Abbildung 5.6 aus einer kennfeldbasierten, betriebspunktabhängigen Vorsteuerung des Tastverhältnisses TV_{VTG}^* für den VTG-Steller am Turbolader und einem parallelen Regelkreis, dessen Eingangsgröße der aus der Gasmasse abgeleitete Ladedrucksollwert p_1^* ist.

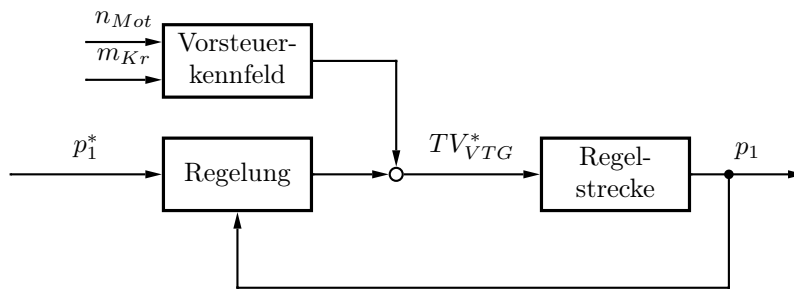


Abbildung 5.6: Funktionsschema für die Ladedruckregelung
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

5.3.5 Veranschaulichung des Funktionsprinzips der Gasmassenregelung

Die zuvor beschriebene Regelungsstruktur führt entsprechend Abbildung 5.2 zu einer Entkopplung der zylinderindividuellen Gasmassenregelung von der externen Saugrohr- bzw. Ladedruckregelung. Eine Verbindung existiert nur über die Sollwertvorgabe. Anhand von Abbildung 5.7 soll das Funktionsprinzip des Konzepts verdeutlicht werden. In den Diagrammen sind für einen kurzen Ausschnitt des dynamischen Testzyklusses FTP75 die Soll- und Istverläufe für Zylindergasmasse, Saugrohrdichte, Saugrohr- und Ladedruck mit den jeweiligen Druckvorhalten über Ventiltrieb und Drosselklappe dargestellt.

Es ist ersichtlich, dass ausgehend von einem eher schlechten Regelverhalten der Ladedruckregelung zumindest das Überschwingen durch das kurzzeitige Aufbauen von Druckvorhalten, erzeugt durch die Saugrohrdruckregelung, reduziert werden kann. Dabei muss zwangsläufig von dem vorgegebenen Sollwert für den Stationärbetrieb abgewichen werden. Für den gesamten Messausschnitt wird kein Druckvorhalt über der Drosselklappe angefordert. Demzufolge kann auch ein Ladedruckmangel nicht ausgeglichen werden. Dennoch erreicht die Saugrohrdruckregelung eine höhere Re-

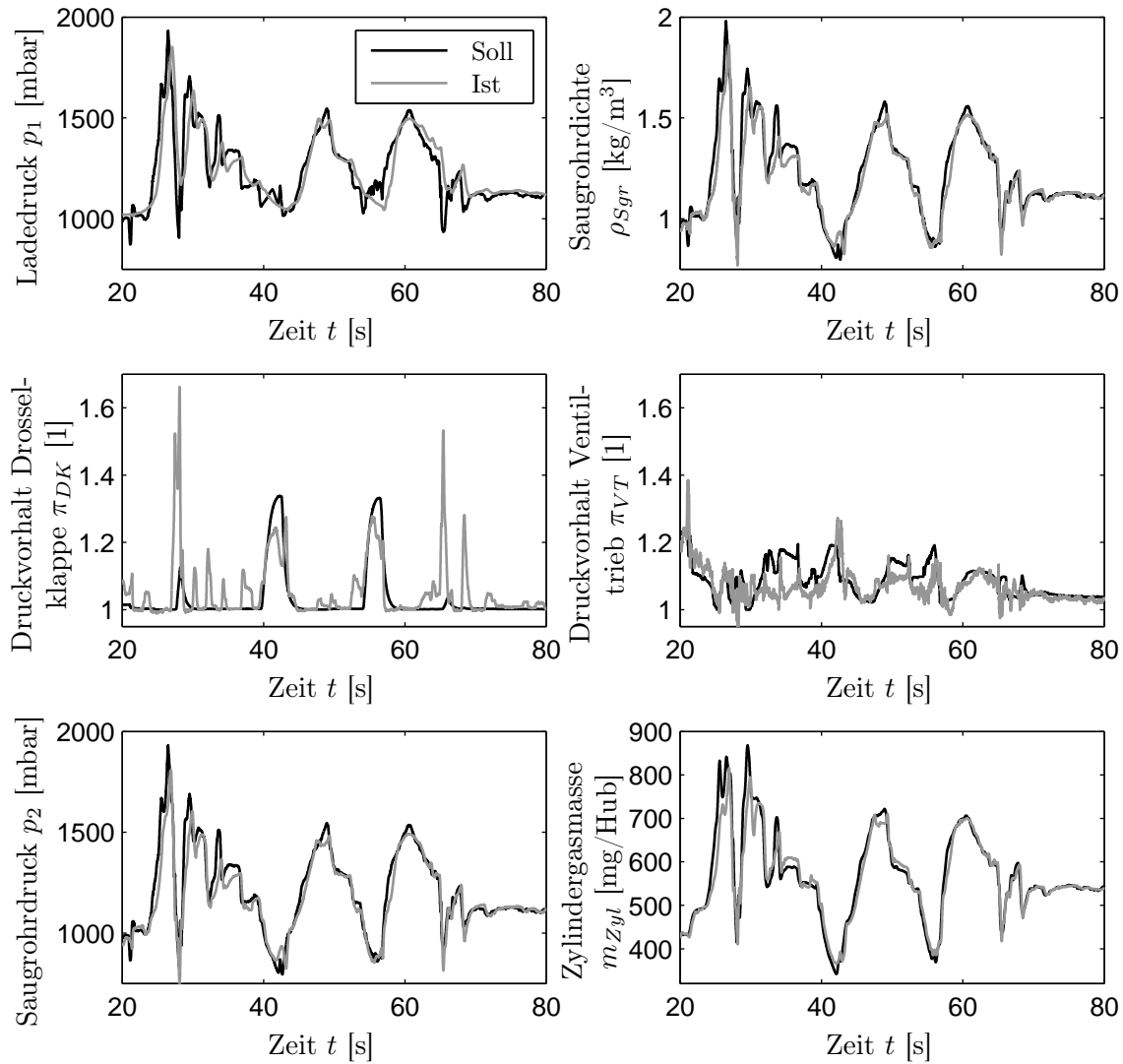


Abbildung 5.7: Funktionsprinzip der Gasmassenregelung mit Druckvorhalten am Beispiel einer dynamischen Prüfstandsmessung

gelgüte als die Ladedruckregelung. Dies liegt zum einen an der Art der Stellelemente und zum anderen an der Struktur der Regelkreise. Zwischen Saugrohr und Zylinder wird ebenfalls ein Druck- bzw. Dichtevorhalt angefordert. Dieser kann von der Saugrohrdruckregelung nicht in allen Betriebspunkten erreicht werden. An dieser Stelle wird das Zusammenspiel zwischen angeforderter Gasmasse, Druckvorhalt und Systemdynamik ersichtlich. Mit Hilfe des Ventiltriebs können diese Regelfehler jedoch ausgeglichen und die erforderliche Gasmasse im Brennraum mit ausreichender Regelgenauigkeit eingestellt werden. Dabei wird die abgesenkte effektive Verdichtung in Form des Druckvorhalts über dem Ventiltrieb auf- bzw. freigegeben und der Einlass-Schließt-Winkel von der vorgesteuerten Spätposition in Richtung früh verlagert. Wenn erforderlich, wird bei weiterer Spätverstellung der Druckvorhalt

zusätzlich erhöht. Aufgrund dieser kaskadierten Vorgehensweise ergibt sich für die Einstellung der Gasmasse im Brennraum ein besseres Folgeverhalten als durch eine alleinige Einstellung mit Hilfe der Ladedruckregelung.

5.4 Zylinderindividuelle Einstellung des Sauerstoffgehalts im Brennraum

Der Sauerstoffgehalt im Brennraum bildet eine weitere wichtige Gaszustandsgröße, welche sich ausgehend vom Sauerstoffgehalt reiner Frischluft mit Hilfe der Abgasrückführung einstellen lässt. Zur Bereitstellung des rückgeführten Abgases stehen externe und interne Möglichkeiten zur Verfügung. Mit der externen Rückführung ist es möglich, große Mengen an rückgeführtem Abgas mit der Frischluft zu vermischen. Somit sollte sich im Stationärbetrieb immer der erforderliche Sauerstoffgehalt im Brennraum mit Hilfe der externen Steller genau einstellen lassen. Dabei ist eine gesteuerte Aufteilung auf den Hoch- und Niederdruckzweig sinnvoll. Systembedingt können sich besonders während transienter Motorbetriebsphasen die langen Gaslaufzeiten sowie das Pulsationsverhalten der externen Anteile negativ auf den aktuellen Sauerstoffgehalt im Brennraum auswirken. Mit Hilfe der selektiven internen Abgasrückführung, ermöglicht durch einen variablen Ventiltrieb, können auftretende Sauerstoffüberschwinger korrigiert werden. Etwaige Unterschwinger im Folgeverhalten der Regelgröße, hervorgerufen durch einen überhöhten Anteil an rückgeführtem Abgas, können bei bereits reduzierter interner Abgasrückführung durch kurzzeitiges Absenken der externen Hochdruckabgasrückführung für alle Zylinder gleich korrigiert werden.

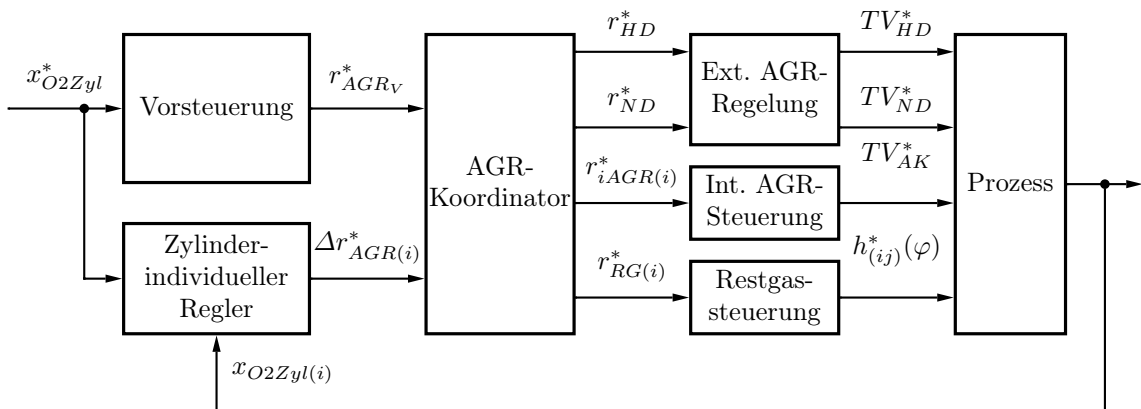


Abbildung 5.8: Funktionsschema der zylinderindividuellen Regelung des Sauerstoffgehalts
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Abbildung 5.8 veranschaulicht das Funktionsschema der zylinderindividuellen Regelung des Sauerstoffgehalts. Die Struktur besteht analog zur Gasmassenregelung aus einer modellbasierten Führungsgrößenvorsteuerung und einem zylinderindividuellen Regelungsanteil. Die Sauerstoffregelung nutzt als wesentliche Stellgröße die Abgasrückführrate. Die Aufteilung der gesamten vorgesteuerten Rate sowie des zylinderindividuellen Regelanteils auf die sich anschließenden unterlagerten Regler bzw. Steuerungen für die externe und interne Abgasrückführung erfolgt durch einen zusätzlichen Koordinator.

5.4.1 Funktionsblock „Vorsteuerung“

Die vorgesteuerte Gesamtabgasrückführrate $r_{AGR_V}^*$ berechnet sich aus dem Verhältnis der Sauerstoffkonzentrationen vor und nach dem Zylinder und stellt die Invertierung des in Kapitel 4 vorgestellten Modells für den Zylindersauerstoffgehalt dar. Die folgende Gleichung beschreibt die Berechnungsvorschrift mit den Eingangsgrößen Sollsauerstoffgehalt $x_{O_2Zyl}^*$ sowie den Istwerten für Frischluft- x_{O_2FL} und Abgassauerstoffgehalt $x_{O_2ZylAbg}$. In Schubphasen des Motors, d.h. bei abgeschalteter Einspritzung, wird ein fester Steuerwert für die Gesamtabgasrückführrate vorgegeben, da dieser in solchen Situationen den Wert 1 überschreiten würde.

$$r_{AGR_V}^* = \frac{x_{O_2FL} - x_{O_2Zyl}^*}{x_{O_2FL} - x_{O_2ZylAbg}} \quad (5.11)$$

Im sich anschließenden Koordinator erfolgt die Aufteilung der Gesamtrate auf die interne und externe Rate in Abhängigkeit des Verteilungsfaktors ν_{int}^* .

$$r_{iAGR_V}^* = \nu_{int}^* \cdot r_{AGR_V}^* \quad (5.12)$$

$$r_{eAGR_V}^* = \left(1 - \nu_{int}^*\right) \cdot r_{AGR_V}^* \quad (5.13)$$

Mit dem Verteilungsfaktor ν_{ND}^* lassen sich die Vorsteuerwerte für die externe Nieder- und Hochdruckabgasrückführung ermitteln.

$$r_{ND_V}^* = \nu_{ND}^* \cdot r_{eAGR_V}^* \quad (5.14)$$

$$r_{HD_V}^* = \left(1 - \nu_{ND}^*\right) \cdot r_{eAGR_V}^* \quad (5.15)$$

Die interne Abgasrückführrate wird an dieser Stelle nicht weiter aufgeteilt. Für die interne Restgasmasse wird lediglich eine Basisrestgasrate $r_{RG_V(i)}$ aus dem Istmassenverhältnis gebildet. Dies ist erforderlich, um eine sinnvolle Eingangsgröße für den

Gaswechselventilkoordinator vorzugeben. Des Weiteren wird systembedingt immer ein Anteil Restgasmasse im Brennraum vorhanden sein.

$$r_{RG_V(i)} = \frac{m_{RG(i)}}{m_{Zyl(i)}} \quad (5.16)$$

5.4.2 Funktionsblock „Zylinderindividueller Regler“

Für jeden Zylinder ermittelt ein individueller Regler auf Basis der Regelabweichung für den Sauerstoffgehalt im Brennraum einen Korrekturwert für die momentane Abgasrückführrate. Der Regelanteil wird entsprechend der Applikationsstrategie (betriebspunktabhängig) auf die einzelnen internen und externen Stellmöglichkeiten aufgeteilt und mit den Vorsteuerwerten verrechnet. Abbildung 5.9 verdeutlicht das Funktionsschema zur Berechnung der Stellgrößenkorrektur.

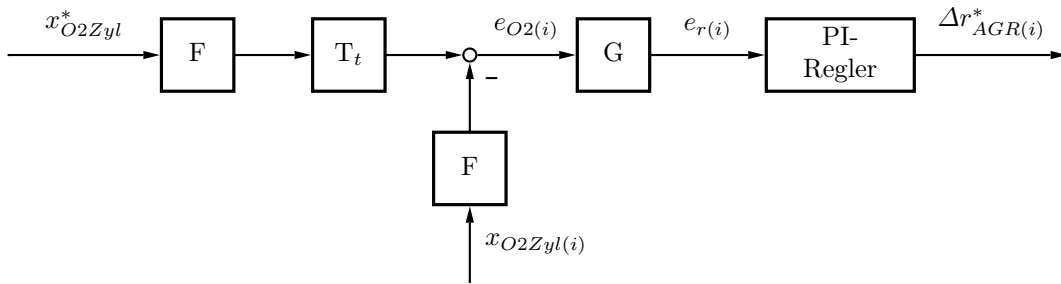


Abbildung 5.9: Funktionsschema zur Berechnung der Stellgrößenkorrektur auf Basis einer Sauerstoffabweichung
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Sollwert x_{O2Zyl}^* und Istwert $x_{O2Zyl(i)}$ werden mit je einem gleichparametrierten IIR-Filter zur Verbesserung des Signal-Rausch-Verhältnisses gefiltert. Damit beide Werte miteinander vergleichbar sind, wird die Sollgröße durch ein Totzeitglied zusätzlich um einen Auswertungsschritt verzögert. Dies ist erforderlich, da der Istwert auf Basis des Zylinderdrucks ermittelt wird. Ein aktueller Wert steht ebenso wie die Istgasmasse erst nach stattgefundenem Ladungswechsel zur Verfügung. Die ermittelte Sauerstoffabweichung $e_{O2(i)}$ wird mit Hilfe des Raten-Modells (Gleichung 5.18) in eine Regelabweichung $e_{r(i)}$ für die Abgasrückführrate umgerechnet.

$$e_{r(i)} = - \frac{e_{O2(i)}}{x_{O2FL} - x_{O2ZylAbg(i)}} \quad (5.17)$$

$$\text{für } e_{O2(i)} = \begin{cases} < 0 & \text{AGR-Rate erhöhen} \\ > 0 & \text{AGR-Rate absenken} \end{cases}$$

Diese wird anschließend durch einen linearen Proportional-Integral-Regler (PI-Regler) mit konstanten Faktoren verstärkt. Die Reglerausgangsgröße $\Delta r_{AGR(i)}^*$ wird nachfolgend durch eine Begrenzungsfunktion im Regler innerhalb des applizierten Maximal- und Minimalwertes gehalten. Die Funktion des P-Anteils beruht auf der kurzzeitigen Veränderung der Regelgröße zum Ausgleich auftretender Abgasrückführschwankungen. Der I-Anteil gleicht stationäre Regelfehler aus und nähert den Istwert dem Sollwert an.

5.4.3 Funktionsblock „AGR-Koordinator“

Im Funktionsblock „AGR-Koordinator“ erfolgt die Aufteilung und Verrechnung der Regelanteile mit den Vorsteuerabgasrückführraten anhand nachstehender Gleichungen.

Der Sollwert für die externe Niederdruckrate r_{ND}^* ist gleich dem Vorsteuerwert r_{NDV}^* . Sie erfährt durch den Regelungsteil keine Korrektur.

$$r_{ND}^* = r_{NDV}^* \quad (5.18)$$

Im Gegensatz dazu erfolgt eine Korrektur des Vorsteuerwertes r_{HDV}^* der externen Hochdruckrate r_{HD}^* in Abhängigkeit des über alle Zylinder gemittelten Regelanteils $\bar{\Delta}r_{AGR}^*$ des Sauerstoffreglers. Dies ist erforderlich, sobald in allen Zylindern eine erhöhte Regelabweichung erkannt wird. Dann wird der globale Sauerstoffgehalt im Saugrohr nachgeführt. Die Aktivierung der externen Hochdruckratenkorrektur erfolgt bei Über- bzw. Unterschreiten vorgegebener Grenzen ($\bar{\Delta}r_{min}$, $\bar{\Delta}r_{max}$) für den mittleren Regelanteil.

$$r_{HD}^* = r_{HDV}^* + \bar{\Delta}r_{AGR}^* \quad (5.19)$$

$$\text{mit } \bar{\Delta}r_{AGR}^* \neq 0 \text{ für } \bar{\Delta}r_{AGR}^* \begin{cases} > \bar{\Delta}r_{max} \\ < \bar{\Delta}r_{min} \end{cases}$$

Zusätzlich erfolgt die Korrektur der Vorsteuerungen für die interne Rate $r_{iAGR_V}^*$ und der Restgasrate $r_{RG_V(i)}$ mit einer entsprechenden Aufteilung. Von der individuellen Korrekturrate $\Delta r_{AGR(i)}^*$ muss die mittlere Korrekturrate $\bar{\Delta}r_{AGR}^*$ abgezogen werden, damit der alleinige zylinderindividuelle Anteil innerhalb und außerhalb des genannten Grenzbereichs errechenbar ist. Somit bleibt auch bei externer Ratenkorrektur eine Änderung der Zylinderrate erhalten. Der Aufteilungsfaktor ν_{Δ}^* wird aus einem applizierbaren Kennfeld in Abhängigkeit der Motordrehzahl und des Ratenkorrekturwertes berechnet. Folglich lassen sich die zylinderindividuellen Sollwerte für die

interne Abgasrückführtrate $r_{iAGR(i)}^*$ sowie die Restgasrate $r_{RG(i)}^*$ ermitteln.

$$r_{iAGR(i)}^* = r_{iAGR_V}^* + \nu_{\Delta}^* \cdot \left(\Delta r_{AGR(i)}^* - \bar{\Delta} r_{AGR}^* \right) \quad (5.20)$$

$$r_{RG(i)}^* = r_{RG_V(i)} + \left(1 - \nu_{\Delta}^* \right) \cdot \left(\Delta r_{AGR(i)}^* - \bar{\Delta} r_{AGR}^* \right) \quad (5.21)$$

$$\text{mit } \nu_{\Delta}^* = f \left(n_{Mot}, \left(\Delta r_{AGR(i)}^* - \bar{\Delta} r_{AGR}^* \right) \right) \quad (5.22)$$

Die so berechneten Ratensollwerte werden an die unterlagerten Module weitergeleitet. Dabei ist zu beachten, dass die Ratensollwerte sich in einem Wertebereich von 0 bis 1 bewegen.

5.4.4 Funktionsblock „Externe AGR-Regelung“

Laut der vorgestellten Regelungsstruktur (Abbildung 5.2) werden zur Einstellung der externen Abgasrückführung die Aktoren des Hoch- und Niederdruckkreises verwendet. Jedem Aktor ist eine modellbasierte Vorsteuerung und ein linearer Regler zugeordnet. Als physikalische Sollwerte werden für die ND- und HD-AGR-Ventilregler jeweils ein Massenstromwert vorgegeben. Diese berechnen sich aus den gewünschten Raten über den Ventilen. Der Sollwert für die Abgasklappenregelung definiert sich aus dem nötigen Druckgefälle $\Delta p_{ND} = p_4 - p_0$ über dem Niederdruckventil. Dazu wird die Drosselgleichung (Gleichung 4.51) nach dem Druck vor Abgasklappe (entspricht ebenfalls dem Druck vor dem Niederdruckventil) aufgelöst, und der für die Einstellung des Massenstroms bei maximaler Ventilquerschnittsfläche erforderliche Druck vor dem Ventil ermittelt. Folgende Gleichungen beschreiben die Sollwertberechnungen.

$$\dot{m}_{ND}^* = r_{ND}^* \cdot \dot{m}_{Zyl} \quad (5.23)$$

$$\dot{m}_{HD}^* = r_{HD}^* \cdot \dot{m}_{Zyl} \quad (5.24)$$

$$p_4^* = \frac{\pi_{krit}}{2\pi_{krit} - 1} p_0 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2\pi_{krit} - 1}{\pi_{krit}^2} \left(1 + \frac{RT_4 \dot{m}_{ND}^{*2} (1 - \pi_{krit})^2}{2\Psi_{max}^2 A_{maxND}^2 p_0^2} \right)} \right] \quad (5.25)$$

Die modellbasierte Vorsteuerung jedes Aktors basiert auf dem bereits verwendeten Drosselmodell nach Gleichung 4.43. Entsprechend umgestellt, wird für jeden Aktor die jeweils erforderliche effektive Ventil- bzw. Klappenfläche A_{eff}^* vorgesteuert (Gleichung 5.26). Korrigiert wird der Vorsteuerwert durch einen additiven Regelanteil in

Abhängigkeit der errechneten und verstärkten Regelabweichung. Mit Hilfe der zugehörigen Kennlinie erfolgt die Umrechnung des Flächenwertes in ein Sollastverhältnis TV^* für die jeweilige Ventil- bzw. Klappenposition. Das allgemeine Funktionsschema für alle drei Regelkreise ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Die Berechnung dieser Regelungsfunktionen erfolgt im zeitsynchronen Raster.

$$A_{eff}^* = \frac{\dot{m}^*}{p_{vor} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{vor}} \cdot \Psi}} \quad \text{mit } \Psi = f(p_{vor}, p_{nach}) \quad (5.26)$$

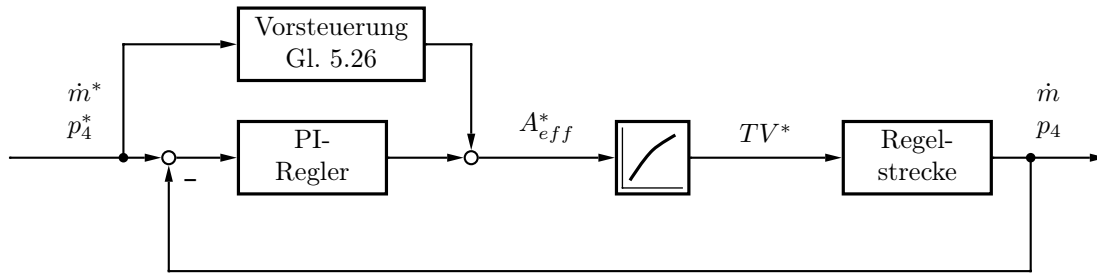


Abbildung 5.10: Allgemeines Funktionsschema für die Regelung der externen Abgasrückführmassenströme bzw. des Drucks vor der Abgasklappe (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

5.4.5 Funktionsblock „Interne AGR-Steuerung“

Da die interne AGR im transienten Motorbetrieb und im zylinderindividuellen Einsatz sehr schwer mit der vorhandenen Messtechnik zu erfassen ist, wird diese nur mit Hilfe eines modellbasierten Ansatzes vorgesteuert. Der Ausgleich auftretender Vorsteuerungsfehler wird auf den übergeordneten Sauerstoffregler verlagert. Das Vorsteuermodell ist dabei die Invertierung des Istmodells für die interne Abgasrückführmasse.

Anhand der folgenden Gleichungen wird die Sollrate in eine Sollmasse $m_{iAGR(i)}^*$ umgerechnet und mittels eines applizierbaren Faktors ν_{VL}^* in „Vorlagern“ (VL) und „Rücksaugen“ (RS) aufgeteilt.

$$m_{iAGR(i)}^* = r_{iAGR(i)}^* \cdot m_{Zyl(i)} \quad (5.27)$$

$$m_{iAGR_{VL}(i)}^* = \nu_{VL}^* \cdot m_{iAGR(i)}^* \quad (5.28)$$

$$m_{iAGR_{RS}(i)}^* = (1 - \nu_{VL}^*) \cdot m_{iAGR(i)}^* \quad (5.29)$$

$$\text{mit } \nu_{VL}^* = f(n_{Mot}, m_{iAGR(i)}^*) \quad (5.30)$$

Die Funktionen für „Vorlagern“ und „Rücksaugen“ berechnen aus dem jeweiligen Massensollwert in Abhängigkeit des momentanen Gaszustands je eine effektive Öffnungsfläche. Im vorgeschlagenen Modellansatz entsprechen diese Flächen den Flächenintegralen unter den Ventilerhebungskurven der Ein- bzw. Auslassventile und fungieren somit als Stellgrößen. Die beiden Sollflächen berechnen sich wie folgt.

$$A_{iAGR_{VL}(i)}^* = \frac{m_{iAGR_{VL}(i)}^*}{C_{VL} \cdot p_{100} \cdot \sqrt{\frac{2}{RT_{100}}} \cdot \Psi_{VL}} \quad \text{mit } \Psi_{VL} = f(p_{100}, p_2) \quad (5.31)$$

$$A_{iAGR_{RS}(i)}^* = \frac{m_{iAGR_{RS}(i)}^*}{C_{RS} \cdot p_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{RT_3}} \cdot \Psi_{RS}} \quad \text{mit } \Psi_{RS} = f(p_3, p_{640}) \quad (5.32)$$

Für die Freigabe der kleinen Ventilerhebungskurven müssen diese mit den Ventilaktoren einstellbar sein, d.h. die vorgesteuerte Fläche unter der Kurve muss jeweils größer als eine Mindestfläche sein. Des Weiteren wird bei Überschreiten eines Maximalwertes die jeweilige Vorsteuerfläche zu gleichen Teilen auf beide Einlass- bzw. Auslassventile aufgeteilt. Dieser Maximalwert kann drehzahlabhängig vorgegeben werden. Anhand dieser Kriterien wird die Freigabe für das „Vorlagern“ bzw. „Rücksaugen“ über ein oder zwei Einlass- bzw. Auslassventile koordiniert.

Mit dem endgültigen jeweiligen Sollflächenintegral für ein Ventil wird mit Hilfe einer Kennlinie und des maximal zulässigen Ventilhubes für „Vorlagern“ bzw. „Rücksaugen“ die erforderliche maximale Hubhöhe $h_{VL/RS(i)1/2}^*$ ermittelt. Anschließend erfolgt die Berechnung der erforderlichen Öffnungsdauer $\Delta\varphi_{VL/RS(i)1/2}^*$ auf Basis des Sollflächenintegrals und der Hubhöhe unter der Annahme einer trapezförmigen Ventilerhebungskurve. Öffnungsdauer und Hubhöhe stehen demzufolge immer in einem bestimmten Verhältnis zueinander. Der Sollwert für den Startwinkel $\varphi_{VL/RS(i)1/2}^*$ der kleinen Ventilerhebungskurven wird in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der Sollmasse für „Vorlagern“ bzw. „Rücksaugen“ definiert. Aufgrund dieser Vorgehensweise gelten die drei Parameter entsprechend der Aktivierung für zwei Ventile des gleichen Typs. An dieser Stelle wäre eine Erweiterung des Ansatzes bezüglich einer unterschiedlichen Hubkurvenvorgabe pro Ventiltyp denkbar. Beispielsweise könnte das „Vorlagern“ mit Einlassventil 1 früher mit einer kleineren Ventilerhebungskurve und über Einlassventil 2 versetzt dazu mit einer größeren Ventilerhebungskurve erfolgen.

5.4.6 Funktionsblock „Restgassteuerung“

Die Sollrestgasmasse pro Zylinder wird in analoger Weise aus der Sollrestgasrate und der aktuellen Zylindergasmasse berechnet. Der Sollwert wird direkt an den Koordinator für die Gaswechselventile weitergeleitet.

$$m_{RG(i)}^* = r_{RG(i)}^* \cdot m_{Zyl(i)} \quad (5.33)$$

Die Steuerung der Restgasmasse benutzt als Stellgrößen die Schließpositionen und die Hubhöhen der Auslassventile. Der Ausgleich auftretender Vorsteuerungsfehler wird ebenfalls auf den übergeordneten Sauerstoffregler verlagert. Aufgrund der Verfügbarkeit eines Istmodells auf Sensorbasis könnte an dieser Stelle auch eine Regelung der Restgasmasse erfolgen. Dies erscheint jedoch nur sinnvoll, wenn eine sehr genaue Dosierung der Restgasmasse erforderlich ist. Da die Möglichkeiten der internen Abgasrückführung („Vorlagern“ und „Rücksaugen“) im Normalbetrieb ein höheres Potenzial für die Sauerstoffregelung bei gleichbleibendem Wirkungsgrad bieten, werden in der vorliegenden Arbeit diese Verfahren der Restgasmassenerhöhung vorgezogen.

5.5 Steuerung der Ladungsbewegung

Eine weitere wichtige Gaszustandseigenschaft ist die Ladungsbewegung. Für das Dieselmotorenverfahren ist diese eine rotatorische Bewegung des Gases um die Zylinderlängsachse. Diese Drallbewegung liefert einen erheblichen Beitrag zur verbesserten Gemischbildung zum Zeitpunkt des Einspritzvorgangs. Mit Hilfe des vollvariablen Ventiltriebs kann beispielsweise durch versetztes Öffnen der Einlassventile oder durch Absenken des Ventilhubes eines Einlassventils eine Drallbewegung erzeugt werden. Diese Variationen müssen am Motorprüfstand in verschiedenen Betriebspunkten mit Abgasrückführung durchgeführt werden. Das sich daraus ergebende Drallniveau kann auf Basis von Stationärmessungen der Einlasskanal-Ventil-Gruppe am Tippelmann-Prüfstand und einer darauf aufbauenden Modellrechnung abgeschätzt werden [39]. Des Weiteren kann eine Beurteilung der Hubkurvenstrategie hinsichtlich der beeinflussten Emissionen Rußpartikel und Stickoxide erfolgen.

Anhand dieser Voruntersuchungen ist es möglich, eine Korrelation zwischen Drallniveau und Delta-Öffnungswinkel bzw. Hubhöhe der Einlassventile zu ermitteln. Diese

Korrelation wird im weiteren Schritt in eine Vorsteuerung überführt. Der erforderliche Sollwert für das Drallniveau DN^* ist in Abhängigkeit der Motordrehzahl n_{Mot} und der gesamten Sollabgasrückführrate r_{AGRZyl}^* in einem Kennfeld applizierbar.

5.6 Koordination der Gaswechselventile

Die Hauptaufgaben des Koordinators für die Gaswechselventile ist die Verarbeitung der Anforderungen der Eingangsgrößen an die Ventilhubkurvenparameter und deren Berechnung. Laut Definition der Regelungsstruktur (Abbildung 5.2) ist jeder physikalischen Zustandsgröße mindestens ein Hubkurvenparameter als Stellgröße zugeordnet. Die folgenden Gleichungen fassen die Beschreibung der Hauptparameter der Ventilhubkurven zusammen.

Parameterberechnung für die Einlassventile

Die Position des Einlass-Öffnens $\varphi_{EOE(i)1/2}^*$ für beide Einlassventile ist von der geforderten Restgasmasse $m_{RG(i)}^*$ und dem Drallniveau DN^* abhängig und applizierbar. Der Parameter Einlass-Schließt-Winkel ist eine Stellgröße zur Einstellung einer geforderten Zylindergasmasse m_{Zyl}^* und eines vorgegebenen Druckvorhalts π_{VT}^* über Ventiltrieb. Des Weiteren definiert sich die maximale Hubhöhe pro Einlassventil nicht direkt aus einer Regelungsfunktion, sondern in Abhängigkeit der Öffnungsdauer des jeweiligen Einlassventils ($\Delta\varphi = \varphi_{ES(i)1/2}^* - \varphi_{EOE(i)1/2}^*$).

$$\varphi_{EOE(i)1/2}^* = f(DN^*, m_{RG(i)}^*) \quad (5.34)$$

$$\varphi_{ES(i)1/2}^* = f(\pi_{VT}^*, m_{Zyl}^*) \quad (5.35)$$

$$h_{EV(i)1/2}^* = f(n_{Mot}, (\varphi_{ES(i)1/2}^* - \varphi_{EOE(i)1/2}^*)) \quad (5.36)$$

Parameterberechnung für die Auslassventile

Die Öffnungswinkel der Auslassventile $\varphi_{AOE(i)1/2}^*$ werden betriebspunkt- und ladedruckabhängig appliziert. Die Parameter Auslass-Schließt-Winkel $\varphi_{AS(i)1/2}^*$ und maximale Hubhöhe $h_{AV(i)1/2}^*$ werden durch Motordrehzahl und Restgasmassenanforde-

rung bestimmt.

$$\varphi_{AOE(i)_{1/2}}^* = f\left(n_{Mot}, M_{ind}, \Delta p_{Lade}\right) \text{ mit } \Delta p_{Lade} = p_1^* - p_1 \quad (5.37)$$

$$\varphi_{AS(i)_{1/2}}^* = f\left(n_{Mot}, m_{RG(i)}^*\right) \quad (5.38)$$

$$h_{AV(i)_{1/2}}^* = f\left(n_{Mot}, m_{RG(i)}^*\right) \quad (5.39)$$

Parameterberechnung zur Einstellung der internen Abgasrückführung

Die Kurvenparameter zur Einstellung der internen Abgasrückführung werden direkt aus dem Funktionsblock „Interne AGR-Steuerung“ übernommen. Diese sind für „Vorlagern“ bzw. „Rücksaugen“ die Winkelpositionen für Ventil-Öffnen $\varphi_{VL/RS(i)OE_{1/2}}^*$ und Ventil-Schließen $\varphi_{VL/RS(i)S_{1/2}}^*$ sowie die Hubhöhe $h_{VL/RS(i)_{1/2}}^*$.

$$\varphi_{VL/RS(i)OE_{1/2}}^* = \varphi_{VL/RS(i)_{1/2}}^* \quad (5.40)$$

$$\varphi_{VL/RS(i)S_{1/2}}^* = \varphi_{VL/RS(i)_{1/2}}^* + \Delta\varphi_{VL/RS(i)_{1/2}}^* \quad (5.41)$$

$$h_{VL/RS(i)_{1/2}}^* = h_{VL/RS(i)_{1/2}}^* \quad (5.42)$$

In dieser Arbeit werden in einem ersten Ansatz die Parameter $\varphi_{EOE(i)_{1/2}}^*$, $\varphi_{AOE(i)_{1/2}}^*$ und $\varphi_{AS(i)_{1/2}}^*$ durch applizierbare, kennfeldbasierte Zusammenhänge berechnet. Diese können mit zusätzlichen Modellfunktionen erweitert werden.

Für eine vollständige Definition der 16 Ventilhubkurven $h_{(ij)}^*(\varphi)$ sind weitere Parameter erforderlich, welche in Abhängigkeit der Hauptparameter (Öffnen, Schließen, Hubhöhe) berechnet werden. Zusätzlich sind in diesem Funktionsblock Grenzen für die jeweiligen Stellgrößen für einen sicheren Betrieb applizierbar. Bei entsprechend richtiger Parametrierung der Hubkurvenparameter können fast alle Zustandsanforderungen erfüllt werden.

6 Konzepterprobung am Motorprüfstand

Der Fokus dieses Kapitels liegt auf der Erprobung des neuen Regelungskonzepts unter transienten Motorbetriebsbedingungen. Zu diesem Zweck wurden die neuen Modell- und Reglerstrukturen, wie in Abschnitt 3.4.2 beschrieben, in der Rapid-Prototyping-Software ASCET realisiert und mit der vorgestellten Entwicklungsumgebung am Motorprüfstand getestet. Im Folgenden wird das Regelverhalten unter der gewählten Eingriffsstrategie im konventionellen und teilhomogenen Dieselmotorbetrieb untersucht. Anschließend wird das Emissionsverhalten für eine Erstapplikation der neuen Gaszustandsregelung im konventionellen und teilhomogenen Dieselmotorbetrieb beurteilt und mit den Emissionen der Seriengassystemregelung verglichen. Die Messungen mit der Serienregelung erfolgten an einem baugleichen Motor mit konventionellem Ventiltrieb. Beiden Motoren wurde das selbe Sollfahrprofil vorgegeben. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten, werden sowohl die neue als auch die herkömmliche Gassystemregelung mit der in Abschnitt 3.2.2 gezeigten einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung betrieben. Minimale Unterschiede im Motorverhalten sind jedoch nicht vollkommen auszuschließen.

6.1 Untersuchung des Regelverhaltens

Die vorgestellte zylinderindividuelle Gaszustandsregelung mit den Führungsgrößen Zylindergasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder stellt einen neuen Ansatz zur Regelung des Gassystems für einen Dieselmotor dar. Dieses Regelungssystem gliedert sich in zwei Regelungspfade. Die Aufgabe des ersten Pfades ist die Einstellung einer geforderten Zylindergasmasse über das primäre Stellelement Abgasturboaufladung. Mit Hilfe der Abgasrückführung soll in einem zweiten Pfad ein geforderter Sauerstoffgehalt im Zylinder eingestellt werden. Systembedingt sind das Ansprechverhalten von Aufladung und Abgasrückführung eng miteinander gekoppelt. Es ergibt sich somit die regelungstechnische Herausforderung der simultanen Einstellung von Zylinderfüllung und Abgasrückführung. Für die Beurteilung der Regelgüte der Gaszustandsregelung im stationären und transienten Motorbetrieb ist es daher wichtig, beide Regelkreise im Zusammenspiel zu betreiben. Abbildung 6.1 zeigt das für die

Untersuchungen ausgewählte Fahrprofil, welches einem Ausschnitt aus dem Testzyklus FTP75 [9] entspricht und einen weiten Teil des Motorbetriebskennfelds abdeckt. Wenn nicht anders angegeben, beziehen sich die folgenden Darstellungen auf dieses Fahrprofil.

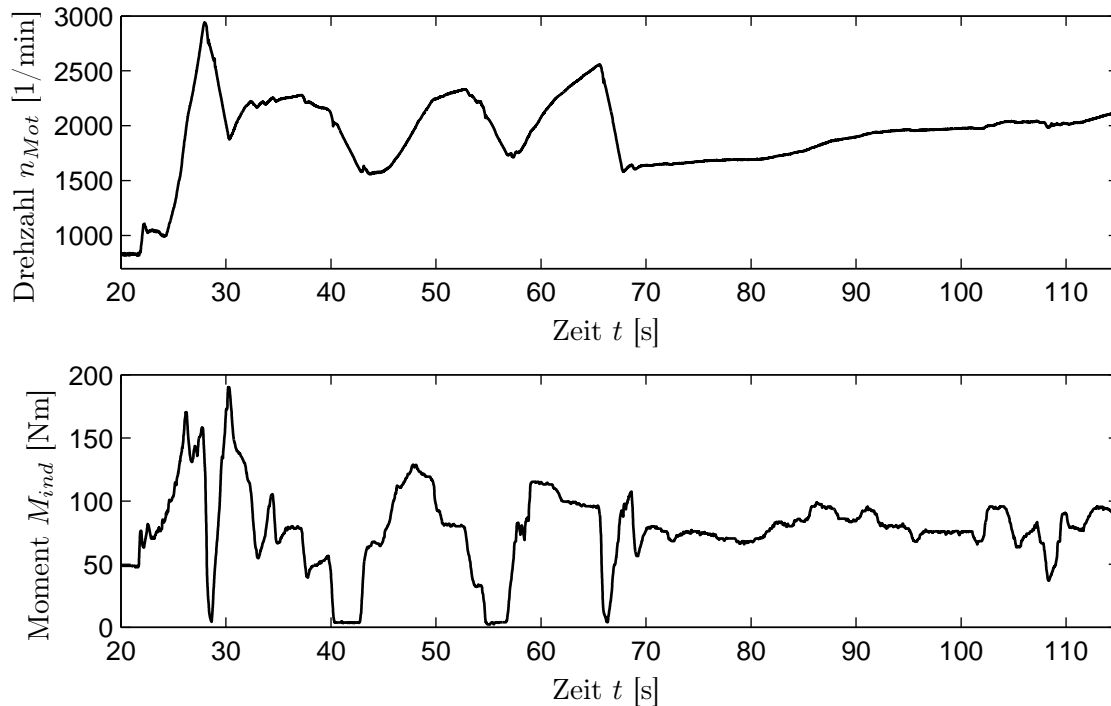


Abbildung 6.1: Darstellung des Fahrprofils zur Konzepterprobung

6.1.1 Konventionelle Dieselverbrennung

Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, ist die konventionelle Dieselverbrennung durch eine verteilte Einspritzung und im zyklusrelevanten Teillastbereich durch Abgasrückführaten bis 50% gekennzeichnet. Des Weiteren sind Einspritzvorgang und Brennbeginn nicht voneinander getrennt. Dies resultiert in einer diffusionsartigen Flammenausbreitung im Brennraum. Ein wesentliches Ziel der zylinderindividuellen Gaszustandsregelung ist die Gleichstellung der Zylinder bezüglich des Gaszustands.

Zunächst wird zur Beurteilung des Regelverhaltens der Zylindergasmasse der Mittelwert für alle Zylinder betrachtet. Dies ist zulässig, da alle Zylinder denselben Sollwert erfahren. Laut Abbildung 6.2 ergibt sich bei der gewählten Applikation ein sehr gutes Folgeverhalten für die mittlere Zylindergasmasse im konventionellen Dieselmotorbetrieb. Die Gasmasse wird bei sich änderndem Betriebsverhalten in kurzer Zeit eingeregelt und folgt mit ausreichender Güte dem Verlauf des Sollwertes.

Erhöhte Abweichungen mit durchschnittlich 10% sind bei starken Betriebspunktänderungen in der Zeitspanne zwischen 25s und 35s zu verzeichnen. Hauptgrund dafür ist die weiterhin bestehende physikalische Abhängigkeit vom dynamischen Verhalten des Abgasturboladers. Verglichen mit der alleinigen Serienladedruckregelung (siehe Abbildung 3.2), deren Regelverhalten sich direkt im Verlauf der Zylindergasmasse widerspiegelt, sind für die neue Strategie diese Abweichungen jedoch deutlich geringer. Mit Hilfe der neuen Regelungsstruktur können die systematischen Nachteile des Turboladers reduziert werden. Dies führt zu einem guten Ansprechverhalten des Motors während einer Lastanforderung und zu einem verbesserten Folgeverhalten in Schubphasen. Ist der gewünschte Sollladedruck mit den geforderten Druckvorhalten erreicht, ergibt sich für den nachfolgenden quasistationären Betrieb ein sehr gutes Regelverhalten der Zylindergasmasse.

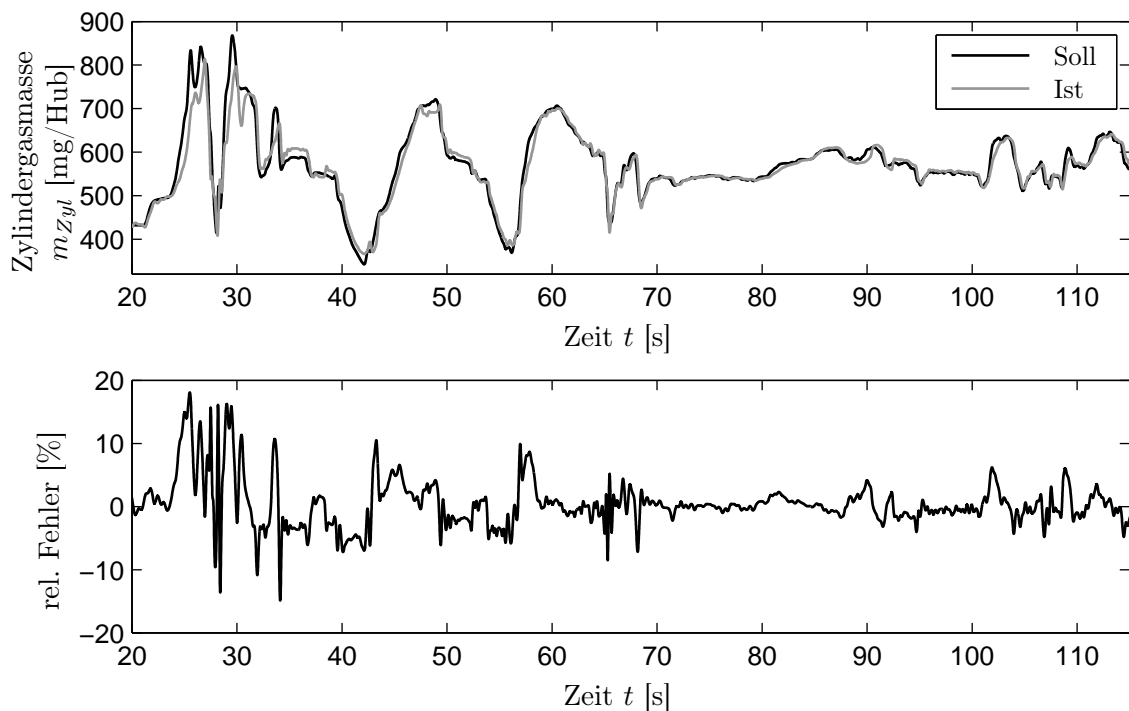


Abbildung 6.2: Regelverhalten der mittleren Zylindergasmasse bei konventioneller Dieselerbrennung im Fahrprofil

Des Weiteren sollen die Neben- und Stellgrößen zur Gasmasseneinstellung betrachtet werden. Abbildung 6.3 zeigt in den oberen beiden Diagrammen die Soll- und Istverläufe der Druckvorhalte über Ventiltrieb und Drosselklappe. Für diese Größen ergibt sich ein systembedingtes Folgeverhalten. Das Wirkprinzip wurde in Abschnitt 5.3.5 bereits erläutert.

Das untere linke Diagramm in Abbildung 6.3 zeigt für einen kurzen Ausschnitt des

Fahrprofils die Regelabweichung in der Gasmasse jedes einzelnen Zylinders. Parallel dazu sind im unteren rechten Diagramm in Abbildung 6.3 die Verläufe der zylinderindividuellen Reglerausgangsgrößen für diesen kurzen Ausschnitt dargestellt. Aufgrund des Regelungsprinzips ergibt sich pro Zylinder ein annähernd gleiches Regelverhalten, welches durch einen zylinderindividuellen Einlass-Schließt-Winkel realisiert wird. Diese Tatsache entspricht einer erfolgreichen Zylindergleichstellung. Die noch auftretende Regelabweichung ist das Resultat der Abhängigkeit der Zylindergasmasse vom äußeren Systemzustand, speziell vom Ansprechverhalten des Abgasturboladers.

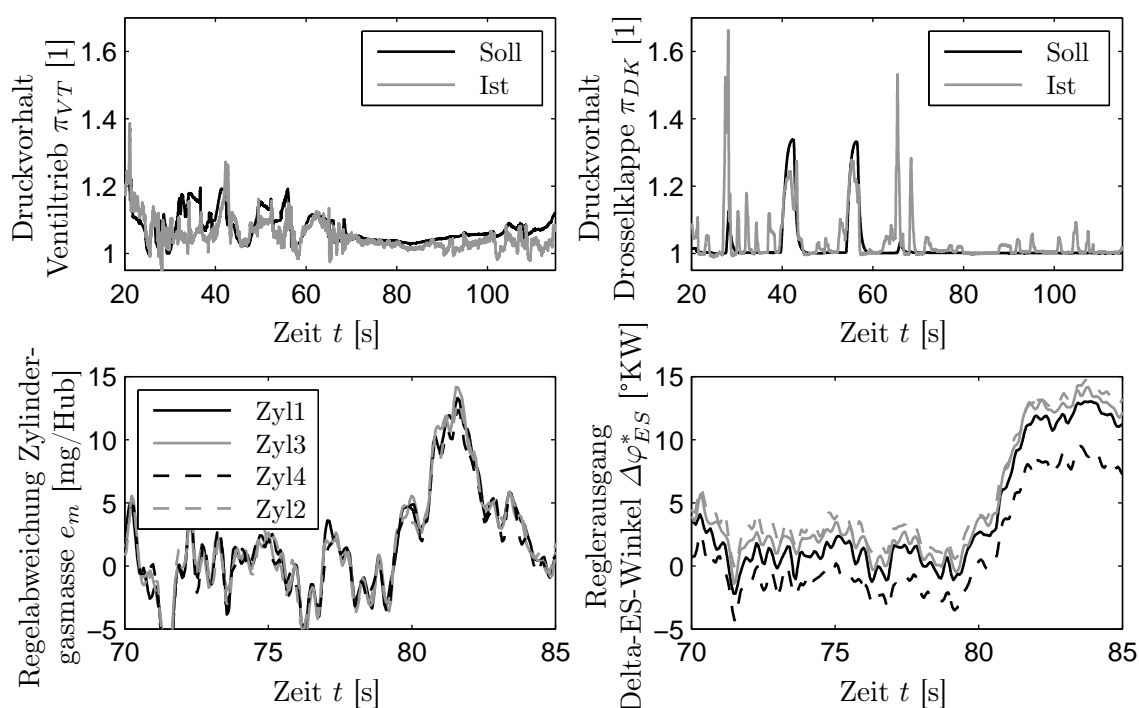


Abbildung 6.3: Verhalten der Neben- und Stellgrößen zur Einstellung der Zylindergasmasse bei konventioneller Dieselverbrennung im Fahrprofil (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Als Steuergröße für die Einstellung eines gewünschten Sauerstoffgehalts im Brennraum dient die Abgasrückführrate. Diese wird in eine interne und externe Rate aufgeteilt. Für den Normalbetrieb in der konventionellen Verbrennung wurde folgende Strategie hinterlegt. Die geforderte Abgasrückführmenge soll im Brennbetrieb komplett über die externen Kreise realisiert werden. Die sich in der Dynamik ergebenden Zylinderungleichverteilungen aufgrund von Gaslaufzeiten und strömungstechnischen Eigenheiten sollen mit Hilfe der internen Abgasrückführung individuell für jeden Zylinder geregelt ausgeglichen werden.

Zur Beurteilung des Regelverhaltens des Sauerstoffgehalts im Brennraum soll im

ersten Schritt ebenfalls der Mittelwert über alle Zylinder anhand von Abbildung 6.4 betrachtet werden. Es zeigt sich bei der gewählten Applikation ein sehr gutes Folgeverhalten für den mittleren Sauerstoffgehalt im Brennraum sowohl im transienten als auch im stationären konventionellen Dieselmotorbetrieb. Der Sauerstoffgehalt wird bei sich änderndem Betriebsverhalten in kurzer Zeit eingeregelt und folgt mit hoher Güte dem Verlauf des Sollwertes.

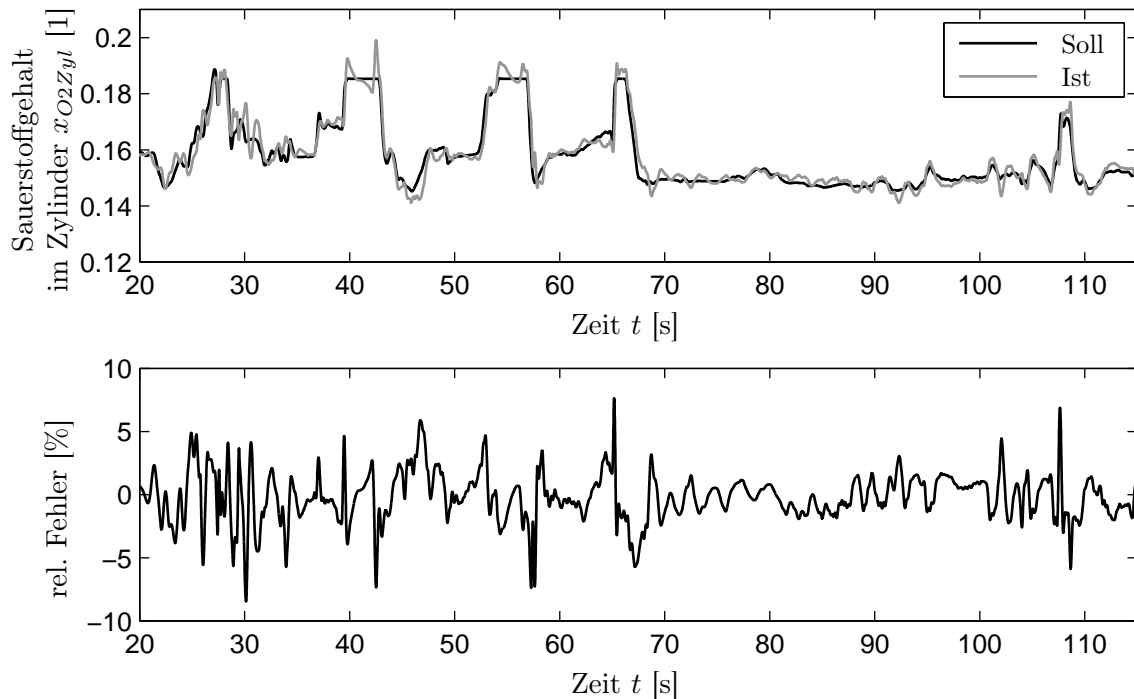


Abbildung 6.4: Regelverhalten des mittleren Sauerstoffgehalts im Zylinder bei konventioneller Dieselmotorverbrennung im Fahrprofil

Die Basis für dieses Regelverhalten liefert die hohe Regelgüte der externen Abgasrückführregelung für den Hoch- und Niederdruckzweig. Der Soll- und Istverlauf dieser Steuergröße ist in Abbildung 6.5 im oberen linken Diagramm dargestellt. Parallel dazu zeigt das obere rechte Diagramm den Verlauf der applizierten Verteilungsfaktoren für die externen und internen Abgasrückführstellmöglichkeiten. Der Großteil der Abgasrückführung soll über den Niederdruckzweig bereitgestellt werden. Ein zylinderindividueller Ausgleich soll nur über die interne Stellmöglichkeit des Abgasvorlagerns erreicht werden.

Die Anforderung der Zylindergleichstellung hinsichtlich des Sauerstoffgehalts wird mit der vorgeschlagenen Regelungsstruktur ebenfalls erfüllt. Wie im unteren linken Diagramm in Abbildung 6.5 für einen kurzen Ausschnitt des Fahrprofils ersichtlich, ergibt sich für alle Zylinder eine annähernd gleiche Regelabweichung für diese Zustandsgröße. Möglich wird dies durch die zylinderindividuelle Ausregelung mit

Hilfe der internen Abgasrückführstellgrößen. Deren Verläufe sind für diesen kurzen Ausschnitt im unteren rechten Diagramm von Abbildung 6.5 dargestellt. An dieser Stelle sei nochmal daran erinnert, dass die interne Abgasrückführung nur gesteuert vorgegeben wird. Aufgrund des stark nichtlinearen Motorverhaltens wird es auch mit den Methoden der internen Abgasrückführung nicht möglich sein, die Regelabweichung für den Sauerstoffgehalt im Brennraum zu eliminieren. Ziel muss es sein, die auftretende Abweichung für jede Betriebsanforderung minimal zu halten.

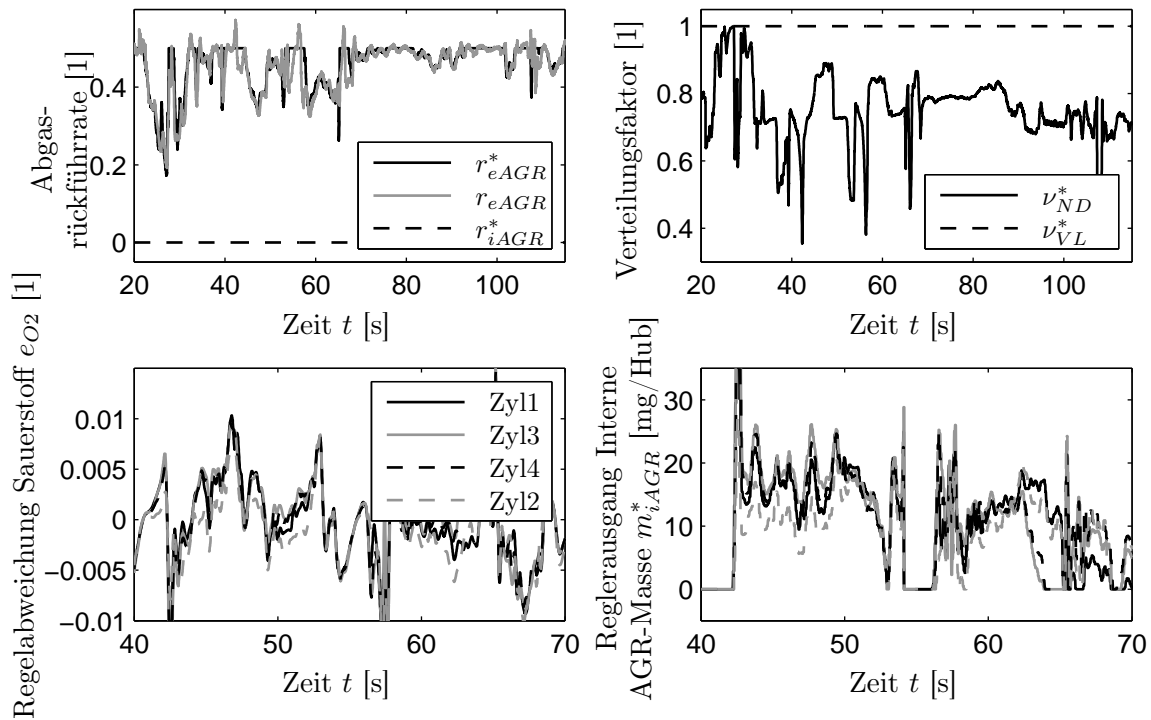


Abbildung 6.5: Verhalten der Neben- und Stellgrößen zur Einstellung des Sauerstoffgehalts im Zylinder bei konventioneller Dieselerverbrennung im Fahrprofil
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Die Applikationsstrategie für die Verteilung der Gesamtabgasrückführrate auf die einzelnen Stellorgane (externe AGR (HD, ND) und interne AGR (VL, RS)) hat direkte, systembedingte Auswirkungen auf das Ansprechverhalten des Abgasturboladers und folglich auf den Ladedruckaufbau im transienten Motorbetrieb. Ein möglicher resultierender Mangel in der Zylinderfüllung besitzt jedoch keine direkte, negative Auswirkung auf das Regelverhalten des Sauerstoffwertes. Alleine der Sollwert für die Abgasrückführrate passt sich aufgrund des Vorsteuermodells automatisch dem geänderten Zustand im Abgaspfad an. Ein Gasmassenfehler beeinträchtigt demzufolge nicht das Emissionsverhalten des Motors (vgl. Abschnitt 2.5.1). Dieser Fakt spricht für die vorgeschlagene Regelungsstruktur und für die Wahl der Füh-

rungsgrößen des Gassystems. Somit sind keine zusätzlichen Entkopplungsglieder in der Gassystemregelung erforderlich.

6.1.2 Brennverfahrenswechsel

Wie in Abschnitt 2.1 bereits erläutert, sind alternative Dieselmotorenverfahren aufgrund der hohen Anforderungen an den Gaszustand nicht im gesamten Motorkennfeld darstellbar. Somit ist ab einer bestimmten Schwelle ein Brennverfahrenswechsel erforderlich. Mit Hilfe der neuen Gaszustandsregelung und unter Ausnutzung der dynamischen Stellgrößen des vollvariablen Ventiltriebs soll der Wechsel zwischen konventioneller und teilhomogener Verbrennung sicher und möglichst emissionsneutral durchgeführt werden. Zur Darstellung des teilhomogenen Betriebs wird das HCLI-Brennverfahren verwendet, welches durch eine einzelne Einspritzung vor dem oberen Totpunkt und durch sehr hohe Abgasrückführraten gekennzeichnet ist. Als Folge der Trennung von Einspritzung und Brennbeginn mit verbesserter Gemischaufbereitung ergibt sich eine kombinierte Reduktion der Ruß- und Stickoxidemissionen.

Abbildung 6.6 zeigt exemplarisch das Verhalten der neuen Regelungsstrategie für einen momentenneutralen Drehzahlsprung mit parallelem Brennverfahrenswechsel für einen Zylinder. Der Betriebspunktwechsel erfolgt von 2600/min nach 1700/min und zurück nach 2600/min bei einem festen Sollmoment von 50Nm. Ausgehend von der konventionellen Verbrennung mit Mehrfacheinspritzung (Vor- und Haupteinspritzung) wird beim Unterschreiten der Drehzahl von 2250/min die Einspritzstrategie hart auf eine Haupteinspritzung mit frühem Spritzbeginn umgeschaltet. In Abhängigkeit der geänderten Sollwerte für das Einspritzsystem (Ansteuerbeginn der Einspritzung) werden in gleicher Weise die Sollwerte für das Gassystem ohne Rampen hart umgeschaltet. Als Folge stellt sich die erwartete sofortige Reduktion der Emissionen mit den zeitlichen messtechnischen Verzögerungen ein. Dabei können die Sollwerte für Zylindergasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder mit ausreichender Güte eingestellt werden. Mit Hilfe des variablen Einlass-Schließt-Winkels kann die Gasmasse im Brennraum schnell reduziert werden. Der Sauerstoffgehalt im Brennraum muss ebenfalls stark reduziert werden, was durch eine deutlich erhöhte Abgasrückführung erreicht wird. Diese wird im Homogenbetrieb durch eine Kombination aus externen und internen Maßnahmen bereitgestellt. Welchen Vorteil diese Strategie hat, ist im AGR-Raten-Diagramm in Abbildung 6.6 (mitte links) zu erkennen. Mit Hilfe der Sauerstoffregelung und der vorgesteuerten Umverteilung auf die schnelle interne Abgasrückführung können auftretende Gaslaufzeiten in der externen Rate ausgeglichen werden. Bleibende Fehler werden mit Hilfe der Verbren-

nungsregelung korrigiert.

Das Rückspringen in die konventionelle Verbrennung erfolgt ebenfalls ohne Rampen in umgekehrter Reihenfolge ab der Drehzahl 2500/min. Für diesen Vorgang besteht die Herausforderung der schnellen Verringerung der hohen Abgasrückführmassen im Ansaugsystem des Motors. Diese können im konventionellen Betrieb zu Verbrennungsaussetzern bzw. zu hohen Rußemissionen führen. Des Weiteren muss die Zylindergasmasse und somit der Ladedruck schnell angehoben werden. Aufgrund der erhöhten Ladedruckanforderung ergibt sich für den Rücksprung ein etwas träges Verhalten in der Zylindergasmassenregelung. Vorteilhaft zeigt sich an dieser Stelle jedoch die Wahl der Führungsgröße für die Abgasrückführung. Da der Sollwert für die Abgasrückführrate an den aktuellen Abgassauerstoffgehalt angepasst wird, erfolgt eine kurzzeitige Absenkung der Sollrate. Parallel dazu wird die interne Abgasrückführung komplett weg- und anschließend wieder hinzugeschaltet. Mit Hilfe dieser Strategie kann der Sollwert für den Sauerstoffgehalt im Brennraum ausreichend gut eingehalten werden.

Im Verlauf der Rußemissionen ist während des Rücksprungs ein kurzer Rußanstieg zu verzeichnen. Dieser ist für diesen Vorgang im Gegensatz zur Seriengassystemregelung jedoch deutlich geringer. Nachvollziehbar ist dies anhand der von Nöthen in [49] gezeigten Versuche zum Serienverhalten. Die Serienversuche wurden ohne interne Abgasrückführung durchgeführt, was eine direkte Vergleichbarkeit der beiden Regelungsansätze erschwert. Gründe für das verzögerte Wiederaansteigen der Stickoxidemissionen nach dem Rücksprung sind die restlichen Abgas Mengen im Ansaugpfad sowie das Laufzeitverhalten des Sensors.

Anhand des Verlaufs des maximalen Druckgradienten in Abbildung 6.6 (unten links) wird deutlich, wie sensibel der teilhomogene Dieselmotorbetrieb gegenüber Schwankungen im Gaszustand und besonders im Sauerstoffgehalt ist. Ziel ist es, im teilhomogenen Betrieb eine möglichst laufruhige und akustisch vertretbare Verbrennung mit einem maximalen Druckgradient von 4 bar/°KW zu erreichen. In diesem exemplarischen Versuch wurde das genannte Ziel mit der gewählten Applikation nicht zufriedenstellend erreicht.

Generell lässt sich vermerken, dass durch den Einsatz der kombinierten Regelung von Gaszustand und Verbrennung sowie durch die gewählten Führungsgrößen ein sehr gutes Übergangsverhalten zwischen konventioneller und teilhomogener Dieselmotorverbrennung ohne Verbrennungsaussetzer, akustischen Einbußen oder unnötigen Emissionsanstiegen realisierbar ist. Im Vergleich zur Seriengassystemregelung ist dies auch durch ein hartes Umschalten der Sollwerte und daher ohne aufwendige Rampenfunktionen möglich.

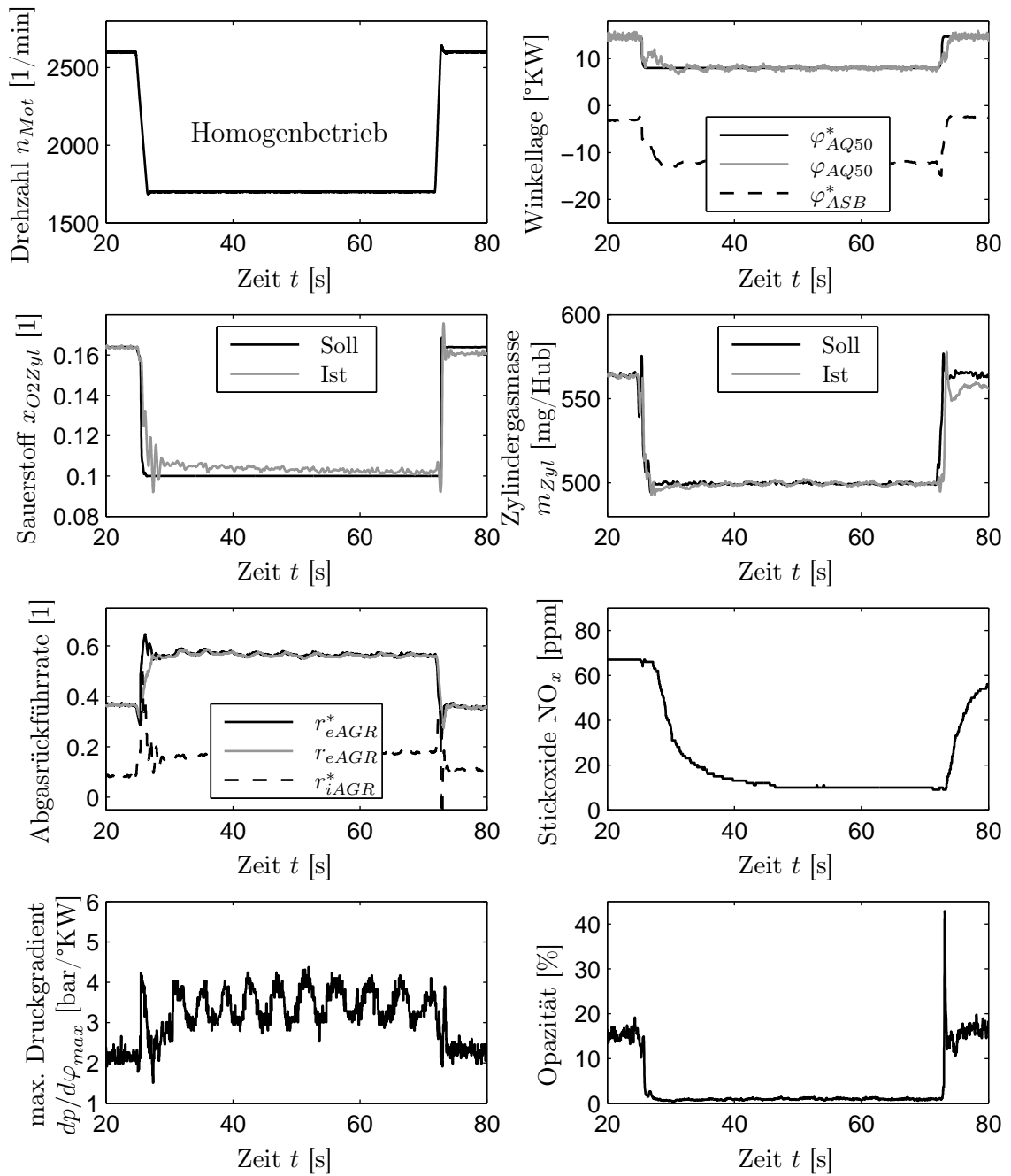


Abbildung 6.6: Regelverhalten der wichtigsten Zustandsgrößen für einen Wechsel zwischen konventioneller und teilhomogener Dieselerverbrennung während eines momentenneutralen Drehzahlsprungs (2600/min \rightarrow 1700/min \rightarrow 2600/min) mit einem Sollmoment von 50Nm (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

6.1.3 Teilhomogene Dieselerbrennung

In diesem Abschnitt soll das Verhalten der Hauptregelgrößen im teilhomogenen Dieselerbetrieb für das in Abbildung 6.1 dargestellte Fahrprofil analysiert werden. In Abhängigkeit der applizierten Einspritzstrategie werden die Sollwerte für das Einspritz- und Gassystem hart zwischen teilhomogenem (THDV) und konventionellem (KONV) Brennverfahren umgeschaltet. Im vorherigen Abschnitt wurde bereits das Vorgehen für einen exemplarischen Brennverfahrenswechsel erläutert. Für diesen ersten Machbarkeitsnachweis wurde bewusst keine Anpassung der Serieneinspritzparameter (Raildruck, Ansteuerbeginne, Einspritzfolge und -mengen) für den konventionellen Betrieb vorgenommen. Für den teilhomogenen Betrieb wurde der Raildruck nicht angepasst. Lediglich die Vorsteuerung für den Ansteuerbeginn der frühen Haupteinspritzung wurde nachappliziert. Die Berechnung der erforderlichen Einspritzmenge erfolgte durch die Verbrennungsregelung.

Zur Darstellung des teilhomogenen Dieselerbetriebs werden geänderte Sollwerte für die Gaszustandsgrößen appliziert, welche möglichst genau eingestellt werden müssen. Beispielsweise sind gegenüber dem konventionellen Betrieb wesentlich niedrigere Sauerstoffwerte bzw. höhere Abgasrückführraten erforderlich. Parallel zu dieser Anforderung muss weiterhin schnell auf sich ändernde Betriebszustände reagiert werden. Daher ist es sinnvoll, die Strategie der AGR-Raten-Verteilung zu ändern. In der zugrundeliegenden Applikation für den Homogenbetrieb wurde gezielt die interne Abgasrückführung mit einem festen Anteil an der Gesamt-AGR-Rate vorgesteuert. Zusätzlich erfolgt weiterhin die Regelungskorrektur für den geforderten Sauerstoffgehalt über die interne Abgasrückführung. Diese Strategie ermöglicht ein sehr dynamisches Zu- und Wegschalten der internen Stelleingriffe.

In Abbildung 6.7 ist das Regelverhalten der mittleren Zylindergasmasse im Fahrprofil dargestellt. Des Weiteren ist der Status der teilhomogenen Verbrennung angegeben (oberstes Diagramm). Während des gesamten Fahrprofils wurde überwiegend im THDV-Betrieb gefahren (siehe Status). Im höherlastigen Drehzahlbereich waren einige Brennverfahrenswechsel erforderlich. Besonders in der ersten dynamischen Phase des Fahrprofils ist ersichtlich, dass sich mit dem bestehenden Versuchsträger der Sollwert für die Zylindergasmasse im dynamischen THDV-Betrieb sehr viel schwieriger als in der reinen konventionellen Verbrennung einstellen lässt. In dieser Zeitspanne zwischen 25s und 35s sowie bei Brennverfahrenswchseln ergibt sich daher eine deutliche Regelabweichung von über 10%. Im weiteren Verlauf folgt der Istwert für die Zylindergasmasse mit ausreichender Genauigkeit dem Sollwert.

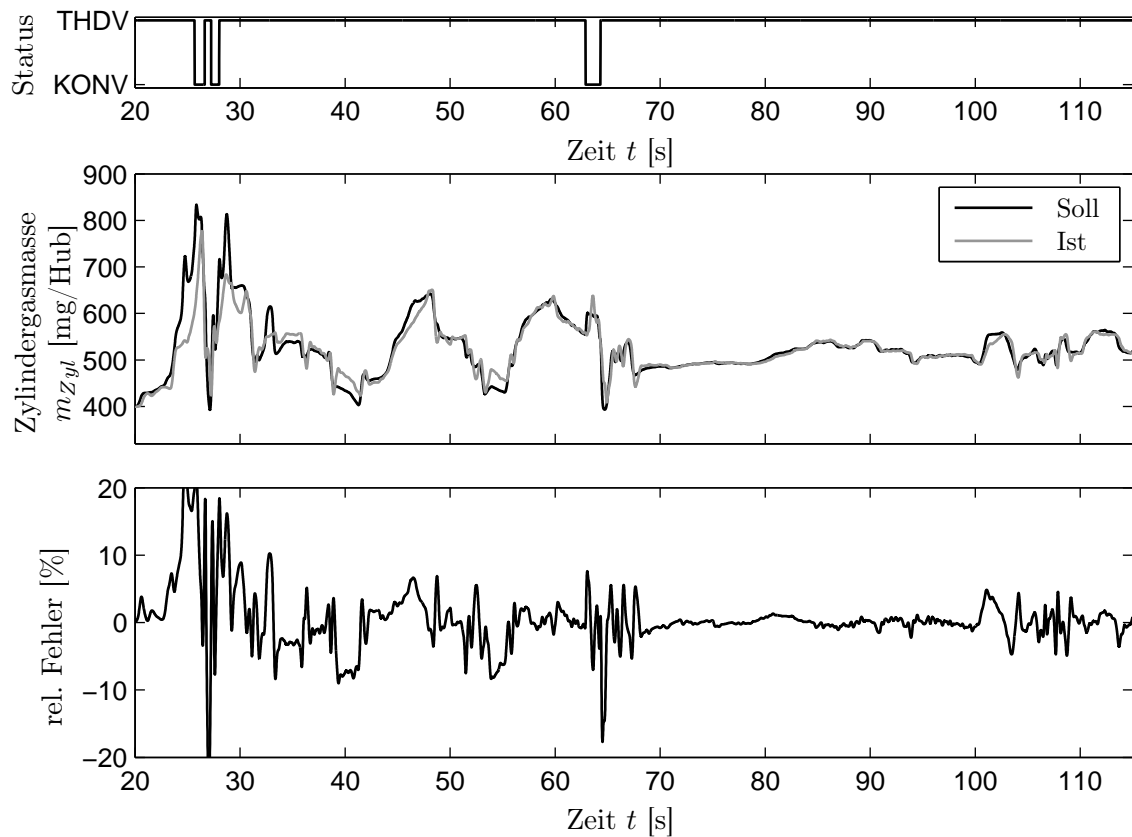


Abbildung 6.7: Regelverhalten der mittleren Zylindergasmasse bei teilhomogener Dieselerbrennung im Fahrprofil

In gleicher Weise soll das Stellgrößenverhalten beleuchtet werden. In Abbildung 6.8 sind dazu die wichtigsten Stellgrößen zur Gasmasseneinstellung dargestellt. Im oberen rechten Diagramm wird deutlich, dass der geforderte Druckvorhalt über Ventiltrieb besonders in den dynamischen Phasen teilweise aufgegeben werden muss. Parallel dazu muss die Saugrohrdruckregelung deutlich mehr Ladedrucküberschwinger korrigieren, was an dem Verlauf des Istdruckvorhalts über der Drosselklappe im oberen rechten Diagramm erkennbar ist. An dieser Stelle werden die Vorteile der gesamten Regelungsstruktur mit seinen dynamischen Eingriffsmöglichkeiten deutlich. Dies schlägt sich ebenfalls in der Gleichstellung der Zylinder bezüglich der Gasmasse nieder (untere Diagramme). Folglich ergibt sich trotz der starken Anforderungen an das Gassystem mit dem vorgeschlagenen Konzept eine ausreichend hohe Regelgenauigkeit.

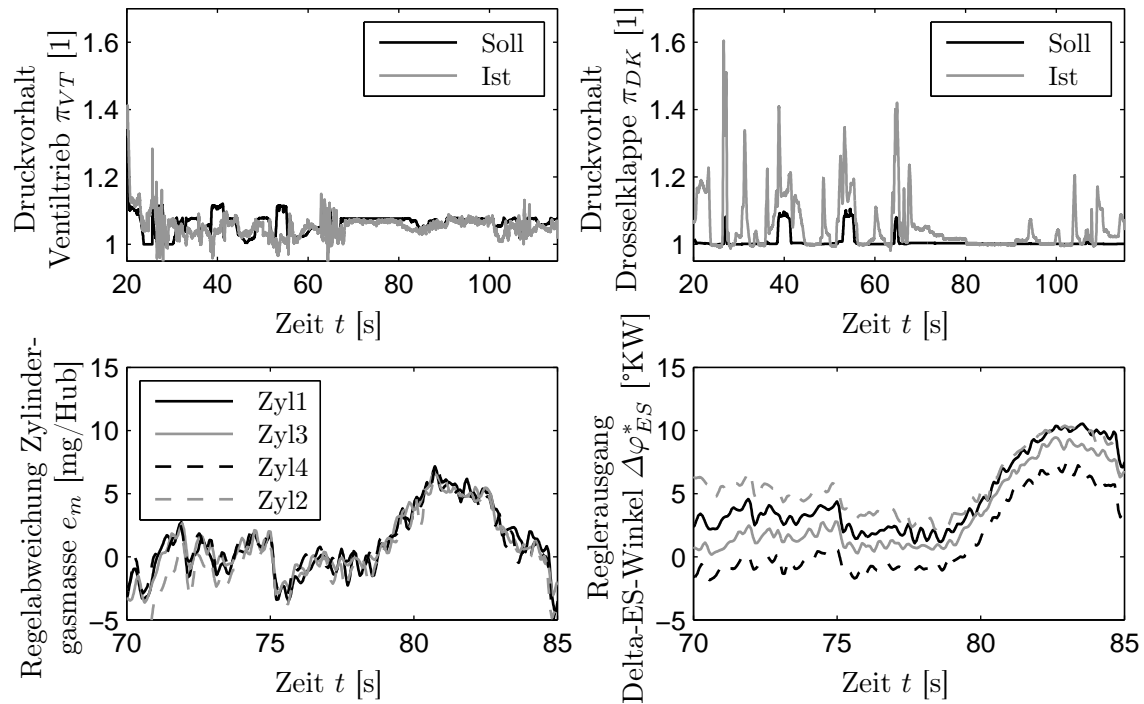


Abbildung 6.8: Verhalten der Neben- und Stellgrößen zur Einstellung der Zylinder-gasmasse bei teilhomogener Dieselerbrennung im Fahrprofil
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Im teilhomogenen Dieselerbetrieb werden aus bereits genannten Gründen hohe Anforderungen an die Einstellung des Sauerstoffgehalts im Brennraum gestellt. Abbildung 6.9 zeigt die erreichte Regelqualität für den mittleren Sauerstoffgehalt im Zylinder. Während des THDV-Betriebs wird der Sollwert mit der bekannten Regelgüte eingestellt. Problematisch sind besonders der Wiedereintritt in den THDV-Betrieb mit hohen geforderten Abgasrückführaten und die Phasen mit wiedereinsetzender Verbrennung nach dem Schubetrieb. Mit Hilfe der internen Abgasrückführmethoden kann das träge Verhalten der externen Abgasrückführungen schnell ausgeglichen und der Sollwert für den Sauerstoffgehalt erneut schnell eingeregelt werden.

Abbildung 6.10 zeigt in den oberen beiden Diagrammen das Verhalten der wichtigsten Stellgrößen zur Sauerstoffeinstellung, deren Applikation für die Darstellung des teilhomogenen Betriebs angepasst wurde. Die geforderte hohe Abgasrückführate wurde durch die externen und internen Stellorgane kombiniert eingestellt. Aufgrund einer höheren internen Abgasrückführung muss zur Aufrechterhaltung einer guten Ladedruckeinstellung der größte Anteil der externen Abgasrückführung über den Niederdruckzweig erfolgen. Zur Einstellung der internen Abgasrückführung wurde je nach Massen Anforderung zwischen den Methoden „Abgasvorlagern“ und „Abgas-rücksaugen“ aufgeteilt.

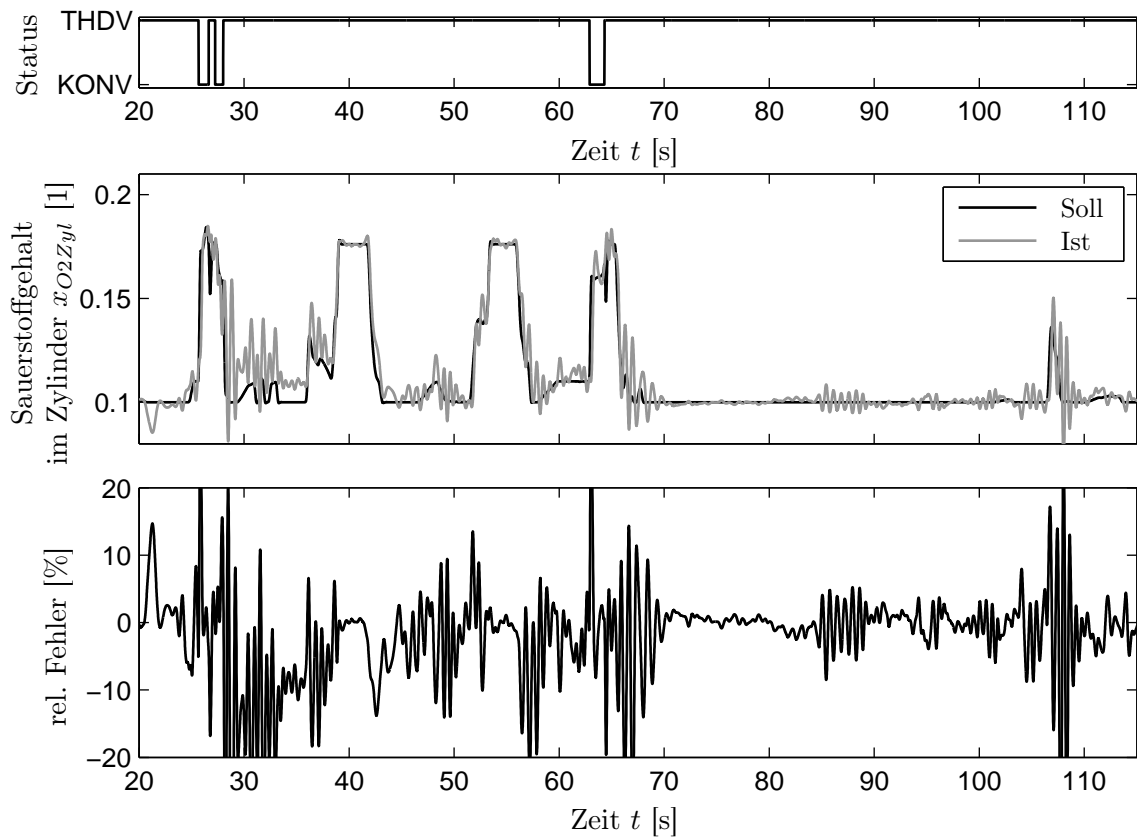


Abbildung 6.9: Regelverhalten des mittleren Sauerstoffgehalts im Zylinder bei teilhomogener Dieselerbrennung im Fahrprofil

Des Weiteren sind in den unteren Diagrammen in Abbildung 6.10 die Verläufe der zylinderindividuellen Reglerausgangsgrößen sowie die Sollwerte für die internen Abgasrückführmassen für einen kurzen Ausschnitt dargestellt. Anhand der überwiegend deckungsgleichen Verläufe beider Zustandsgrößen kann auch in dieser Betriebsart von einer erreichten Zylindergleichstellung bezüglich des Sauerstoffgehalts ausgegangen werden. Zusätzlich spricht der annähernd gleiche Sollwert für die interne Abgasrückführmasse für eine gleich eingeregelter Gasmasse pro Zylinder sowie für eine gut eingeregelter externe Abgasrückführung, wobei natürlich die Auflösung der Darstellung beachtet werden muss.

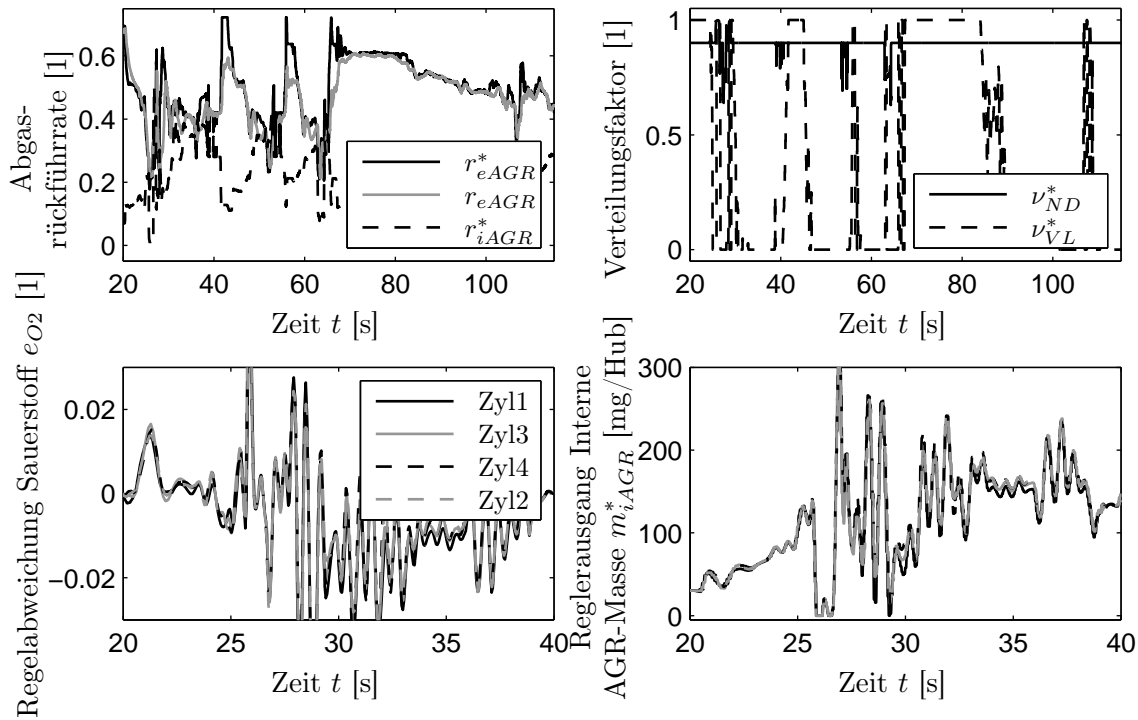


Abbildung 6.10: Verhalten der Neben- und Stellgrößen zur Einstellung des Sauerstoffgehalts im Zylinder bei teilhomogener Dieselverbrennung im Fahrprofil
(Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Wie sensibel die teilhomogene Verbrennung gegenüber Abweichungen im Sauerstoffgehalt ist, wird durch die in Abbildung 6.11 dargestellten Verläufe der charakteristischen Zustandsgrößen des Brennprozesses deutlich. Vor allem in den ersten dynamischen Betriebsphasen im Fahrprofil treten kurzzeitig Abweichungen des Istwertes vom Sollwert für die Verbrennungsschwerpunktlage auf. Mit Hilfe der Verbrennungsregelung können diese Abweichungen im Rahmen der applizierten Seriengrenzen für die Stellgröße Einspritzbeginn schnell und sicher ausgeglichen werden.

Somit werden beispielsweise Verbrennungsaussetzer oder ein zu früher bzw. verspäteter Brennbeginn aufgrund zu niedriger bzw. zu hoher Abgasrückföhranteile verhindert. Mit der aktuellen Erstapplikation für die Gassystemsollwerte und die Einspritzstrategie treten besonders in den dynamischen Abschnitten inakzeptable maximale Druckgradienten auf, welche akustisch unvertretbare Motorgeräusche in Form des altbekannten Dieselnagels erzeugen.

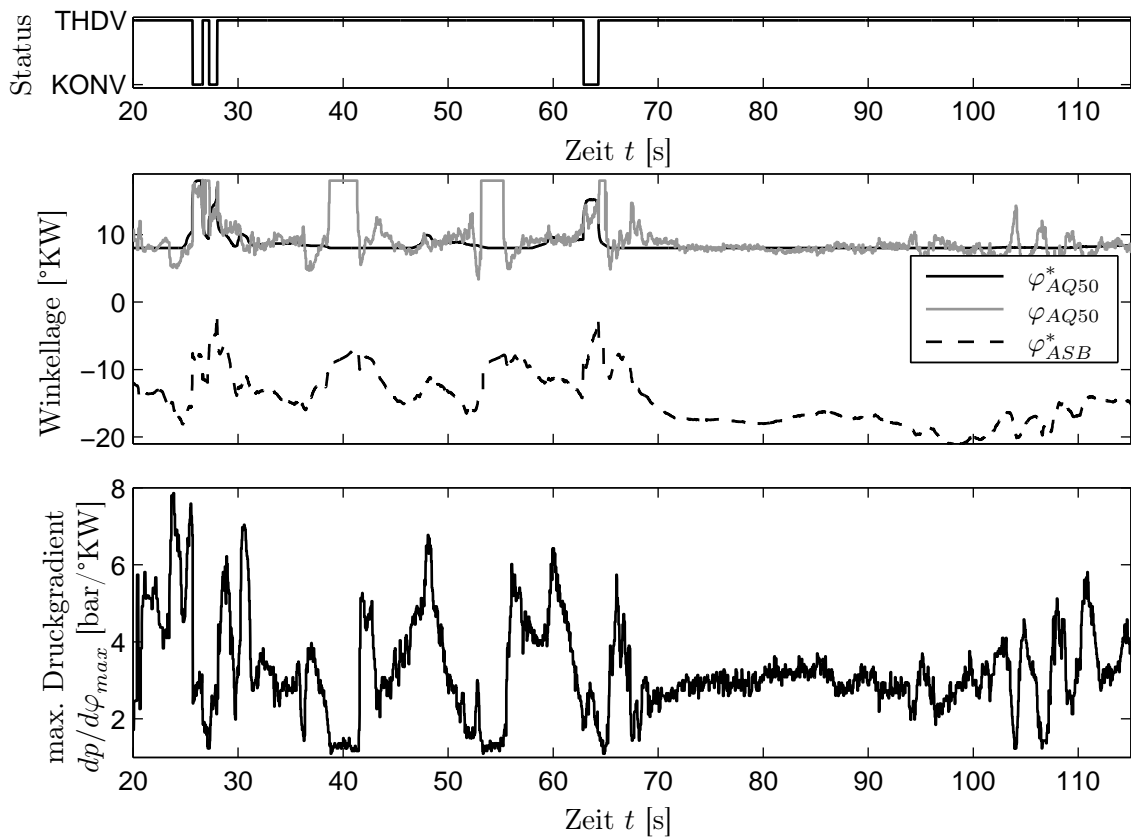


Abbildung 6.11: Verhalten der charakteristischen Zustandsgrößen für den Brennprozess bei teilhomogener Dieselerbrennung im Fahrprofil (Die Sollgrößen sind mit dem *-Symbol gekennzeichnet.)

Ausblickend lässt sich sagen, dass eine mögliche Lösung zur Korrektur dieses unerwünschten Effekts das Ändern der Einspritzstrategie ist. Ein Beispiel dafür ist das Umschalten auf eine späte Einspritzung nach dem oberen Totpunkt, was zu dem in Abschnitt 2.1 genannten teilhomogenen HPLI-Verfahren führt. Parallel dazu könnten die Sollwerte für das Gassystem dynamisch korrigiert werden. Für diesen Ansatz ist im Gesamtkonzept für das zylinderdruckbasierte Motormanagement eine Rückmeldung über die Zustandsgrößen maximaler Druckgradient und Verbrennungsschwerpunktlage an den Zylinderkoordinator vorgesehen (vgl. Abschnitt 2.5). In Abhängigkeit dieser Zustände würde der Zylinderkoordinator eine Korrektur vornehmen und neue Sollwerte vorgeben.

6.2 Untersuchung des Emissionsverhaltens

Nach der detaillierten Erprobung des neuen Regelungskonzepts wird das damit erzielte Rohemissionsverhalten für eine Erstapplikation im konventionellen und teilhomogenen Dieselmotorbetrieb durch Versuche am Motorprüfstand untersucht und mit dem herkömmlichen Serienkonzept verglichen. Den Schwerpunkt der nachfolgend beschriebenen Untersuchungen bildet ein Vergleich der kritischen Stickoxid- und Rußemissionen im FTP75 Testzyklus. Die folgenden Emissionsergebnisse sind als normierte Größen aufgetragen und beziehen sich auf den jeweiligen Maximalwert des Serienergebnisses im Fahrprofil. Das Fahrprofil entspricht weiterhin dem in Abbildung 6.1 dargestellten Ausschnitt des FTP75 Testzyklusses. Die Emissionsgasentnahme erfolgte direkt nach der Abgasturbine, also vor den Abgasnachbehandlungskomponenten.

6.2.1 Konventionelle Dieselerverbrennung

Damit die neue Gassystemregelung im konventionellen Dieselmotorbetrieb mit dem Serienkonzept vergleichbar ist, wurde zunächst jeder Betriebspunkt mit der Grundapplikation der Frischluftmassen- und Ladedruckregelung am Motorprüfstand angefahren. Der sich daraus ergebende stationäre Zustand für die Gasmasse und den Sauerstoffgehalt im Zylinder wurde anschließend nachberechnet und als Basis in die Sollwertkennfelder des neuen Konzepts eingetragen. Die Sollwerte für die einzelnen Verteilungs- und Vorhaltfaktoren beruhen auf eigenen Applikationen. Die Sollwerte und Grenzen für das Einspritzsystem wurden bewusst gleichgehalten und nicht angepasst.

Abbildung 6.12 stellt die normierten Stickoxid- und Rußemissionen bei konventioneller Dieselerverbrennung (KONV) im Vergleich zum Serienergebnis (SERIE) im Fahrprofil dar. Ergänzend dazu ist in Abbildung 6.13 das gemessene Abgasluftverhältnis der Lambda-Sonde aufgetragen.

Durch den Einsatz der neuen Gassystemregelung können in weiten Bereichen des dynamischen Betriebs die Stickoxidemissionen gesenkt werden. Besonders während starker Lastwechsel erschließen sich mit dem neuen Konzept Potenziale zur Stickoxidreduktion. Erkauft wird dies durch einen deutlich erhöhten Rußausstoß, der besonders während der wiedereinsetzenden Verbrennung nach Schubphasen und während des annähernd konstanten Fahrbetriebs auftritt.

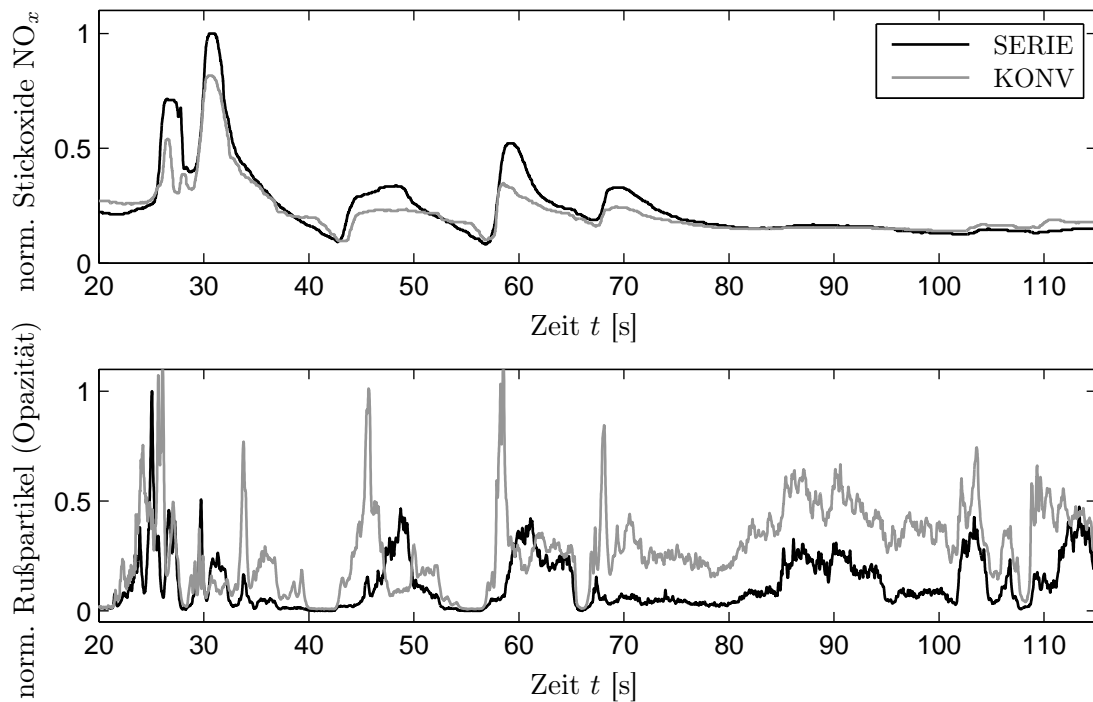


Abbildung 6.12: Darstellung der normierten Stickoxid- und Rußemissionen bei konventioneller Dieselverbrennung im Fahrprofil

Der wesentliche Grund für die erhöhten Rußemissionen liegt in einer zu geringen Ladungsbewegung im Zylinder. Dies führte zu einer verschlechterten Gemischbildung. Des Weiteren wurde aufgrund der hohen Anteile an rückgeführtem Abgas, resultierend aus der sehr guten Einstellung des Sauerstoffwertes, zusätzlich die Prozessstemperatur im Zylinder stark abgesenkt. Beide Sachverhalte führten zu einer Reduktion der Prozessgeschwindigkeit und somit verstärkt zu lokalen Zonen mit Kraftstoffüberschuss mit einhergehender verstärkter Rußbildung (vgl. linkes Diagramm in Abbildung 2.1). Um dem entgegenzuwirken, ist eine verbesserte Ladungsbewegung unbedingt erforderlich. Demnach ist in dynamischen Betriebsphasen ein versetztes Öffnen der Einlassventile zur Erzeugung eines nötigen Drallniveaus im Zylinder nicht ausreichend. Vielmehr muss diese Strategie mit einer Hubreduktion des einen Einlassventils oder mit konstruktiven Maßnahmen in der Kanalführung kombiniert werden. Zusätzlich sind mit einer Anpassung der Einspritzparameter (Raildruck, Einspritzfolge und -winkel) weitere Verbesserungen in den Rußemissionen, beispielsweise durch eine verbesserte Gemischaufbereitung oder Nachoxidation, zu erwarten. Dies bestätigt auch der Verlauf des Abgasluftverhältnisses (Abbildung 6.13). Der zugehörige Lambda-Wert nach Motor ist in weiten Bereichen größer als der Serienwert. Folglich wurde der für die Verbrennung zugeführte Sauerstoff nicht vollständig umgesetzt. Die verwendete Strategie zur Lambda-basierten Rauchbegrenzung nach

Nöthen [49] musste nicht aufgrund einer zu hohen Abgasrückführmenge bzw. eines zu niedrigen Lambdas einschreiten. Dieser Sachverhalt spricht weiterhin für die richtige Wahl der Führungsgrößen Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder und für die Vorteile eines vollvariablen Ventiltriebs zur verbesserten Gaszustandseinstellung pro Zylinder.

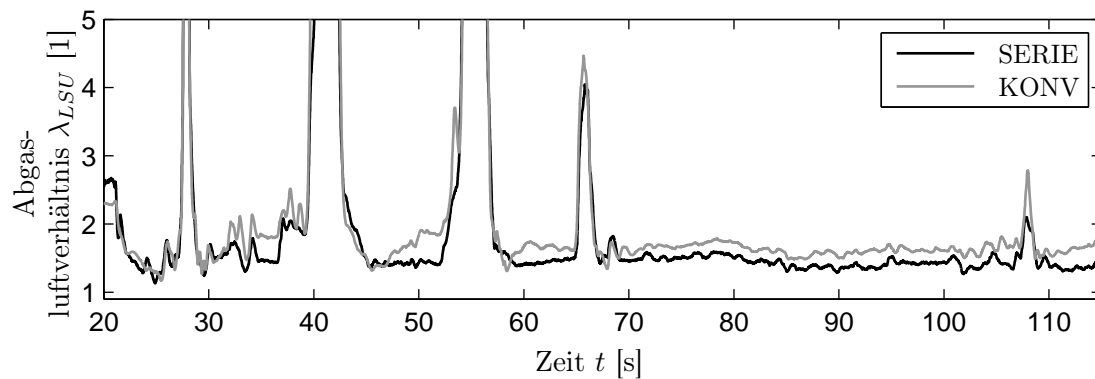


Abbildung 6.13: Darstellung des gemessenen Abgasluftverhältnisses bei konventioneller Dieselerverbrennung im Fahrprofil

6.2.2 Teilhomogene Dieselerverbrennung

In diesem Abschnitt soll das Potenzial der teilhomogenen Dieselerverbrennung zur weiteren Rohemissionssenkung anhand von Emissionsergebnissen im Vergleich zum Serienkonzept mit konventioneller Verbrennung untersucht werden. Zur Realisierung eines teilhomogenen Dieselbetriebs wurde eine komplett eigene Applikation der Sollwerte für die neue Gassystemregelung gewählt. In Abhängigkeit der eigenapplizierten Betriebspunktabhängigen Einspritzstrategie erfolgt die erforderliche Umschaltung vom teilhomogenen in den konventionellen Betrieb. Es wurde gezielt nur das HCLI-Verfahren mit einer frühen Haupteinspritzung vor dem oberen Totpunkt verwendet. Um Quereinflüsse aus dem Einspritzpfad zu vermeiden, wurde der Raildrucksollwert im teilhomogenen Betrieb nicht angepasst.

Abbildung 6.14 zeigt die Verläufe der normierten Stickoxid- und Rußemissionen bei teilhomogener Dieselerverbrennung (THDV) im Vergleich zu den Serienergebnissen (SERIE).

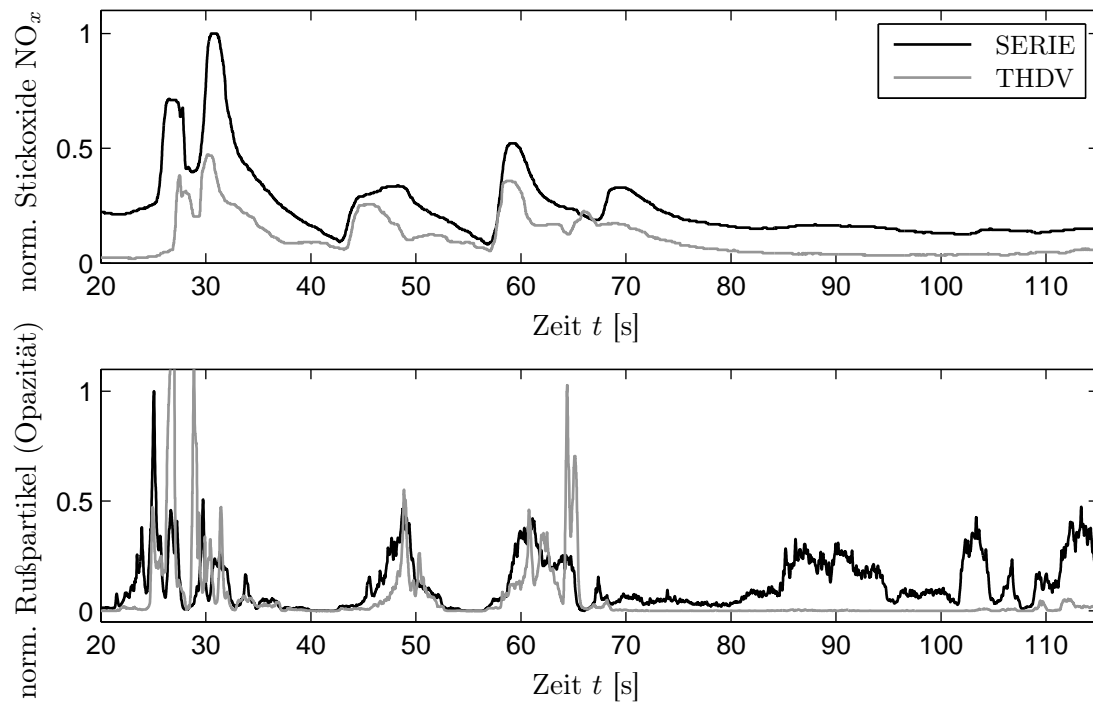


Abbildung 6.14: Darstellung der normierten Stickoxid- und Rußemissionen bei teilhomogener Dieselverbrennung im Fahrprofil

Mit Hilfe der neuen Gassystemregelung können die zyklusrelevanten Rohemissionen im dynamischen und quasistationären hybriden Brennverfahren deutlich gesenkt werden. Vor allem wurde aufgrund der längeren Gemischbildungszeit eine signifikante Reduktion der Rußpartikelemissionen erreicht. Die Ergebnisse unterstreichen die Wahl der brennverfahrensrelevanten Führungsgrößen Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder zur Regelung des komplexen Gassystems und die koordinierte Kombination mit einer Verbrennungsregelung. Jedoch ist eine weitere Optimierung der Sollwerte bzw. des Motorsystems erforderlich, um den Brennverfahrenswechsel zu verbessern und damit einhergehende Rußspitzen zu vermeiden. Beispielsweise würde an dieser Stelle eine angepasste Einspritzstrategie oder eine zweistufige Aufladung für einen verbesserten Ladedruckaufbau zielführend sein.

Abbildung 6.15 zeigt die gemessenen Abgas-Lambda-Werte im Fahrprofil. Erwartungsgemäß liegt der Verlauf des Abgasluftverhältnisses in weiten Bereichen des teilhomogenen Betriebs zwischen 1,0 und 1,3 und somit unter dem des Serienwertes. Die Begründung liegt in einer verbesserten Gemischaufbereitung mit anschließender vollständigeren Verbrennung. Demzufolge wurden die Bereiche der verstärkten Ruß- und Stickoxidentstehung im λ - T -Diagramm (siehe Abbildung 2.1) gemieden.

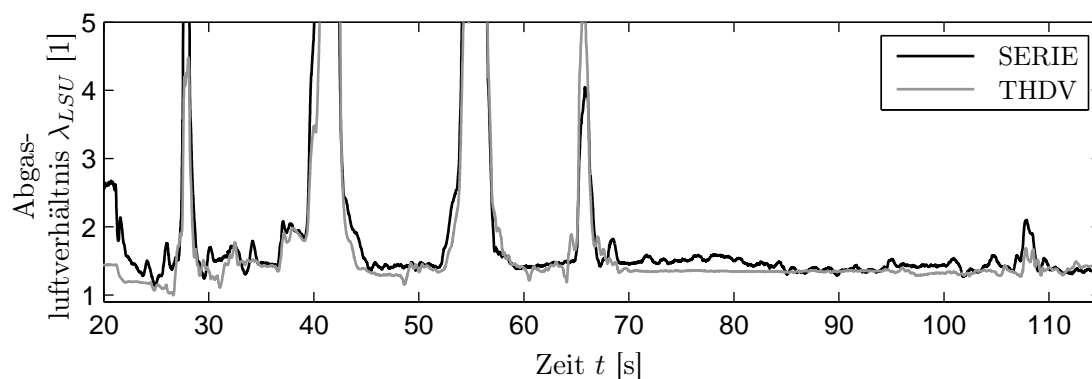


Abbildung 6.15: Darstellung des gemessenen Abgasluftverhältnisses bei teilhomogener Dieselerverbrennung im Fahrprofil

Der Ausstoß an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxiden (HC- und CO-Emissionen) ist für teilhomogene Brennverfahren von weiterer Bedeutung. Diese liegen im Allgemeinen deutlich über dem Niveau des HC- und CO-Ausstoßes der konventionellen Verbrennung. Grund dafür ist infolge der frühen Einspritzung die unvollständige Verbrennung von eingespritztem Kraftstoff in den Brennraumrandzonen mit abgesenkter Prozesstemperatur. Die erhöhten HC- und CO-Emissionen nach Motor werden im Nachgang auf dem serienverbauten Oxidationskatalysator nachoxidiert. Für einen möglichen Serieneinsatz ist es jedoch notwendig, diese Rohemissionen mit Hilfe zylinderinterner Maßnahmen zu reduzieren [25].

6.2.3 Zyklusergebnisse

Die bisher gezeigten Ergebnisse der Konzepterprobung sind exemplarisch und beschränken sich auf die Startphase des FTP75 Testzyklusses mit stark transienten Anteilen. Diese Phase eignet sich besonders für die Darstellung der Wirksamkeit der neuen Regelungseingriffe. Der vollständige Testzyklus enthält neben dynamischen Anteilen auch kurze annähernd stationäre Fahranteile. Abbildung 6.16 liefert daher eine qualitative Aussage über die erreichten Emissions- und Verbrauchswerte der neuen Gassystemregelung im konventionellen und teilhomogenen Dieselerbetrieb für einen kompletten FTP75 Testzyklus im Vergleich zum Serienbrennverfahren. Während der Versuche wurde versucht, das Fahrprofil und die Messbedingungen gleich zu halten. Abweichungen sind jedoch nicht auszuschließen.

Die Gesamtergebnisse bestätigen die Ergebnisse der vorherigen Teilprofile. Offensichtlich können mit der neuen Gassystemregelung die Stickoxidemissionen über den gesamten Zyklus im konventionellen deutlich und vor allem im teilhomogenen Brenn-

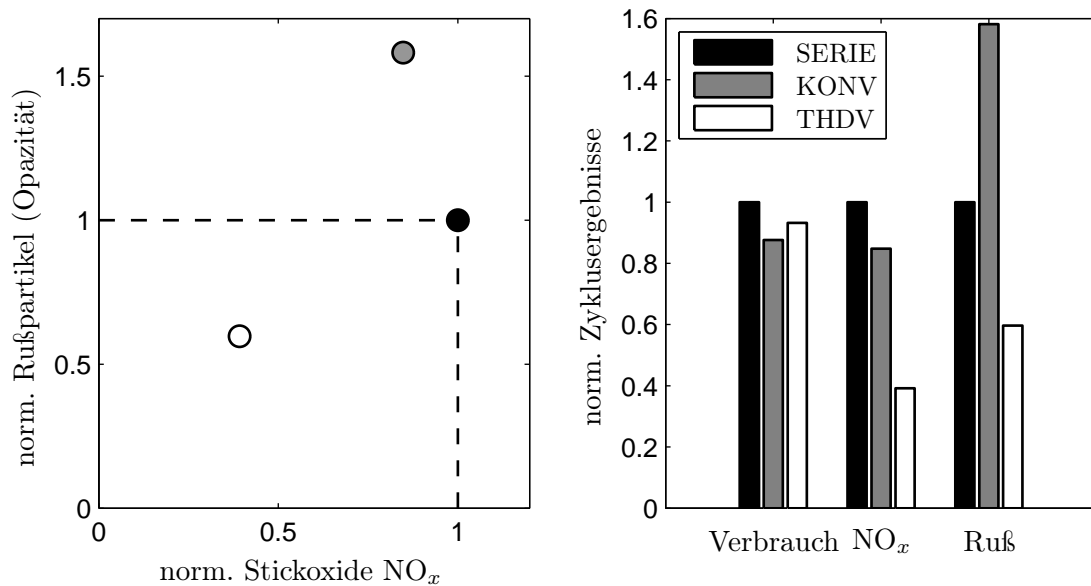


Abbildung 6.16: Darstellung der FTP75-Zyklusergebnisse für die neue Gaszustandsregelung im konventionellen und teilhomogenen Dieselmotorbetrieb im Vergleich zur Seriengassystemregelung

verfahren erheblich gesenkt werden. Aus den bereits genannten Gründen liegt das Rußpartikelergebnis auch für den gesamten Zyklus im alleinigen konventionellen Betrieb deutlich über dem Serienverhalten. Der Vorteil in den Stickoxidemissionen wurde somit durch einen Nachteil in den Rußemissionen erkauft. Wie erwartet, konnten die Rußpartikel im kombinierten Dieselmotorbetrieb mit überwiegend teilhomogener Verbrennung signifikant gesenkt werden.

Während der gesamten Messungen erfolgte die elektrische Versorgung des vollvariablen Ventiltriebs über motorexterne Geräte. Der aufgrund geringerer Reibverluste im Kurbeltrieb erreichte Verbrauchsvorteil gegenüber der Serie relativiert sich, sobald die komplett autarke Spannungsversorgung aktiviert ist. Es ist jedoch ein annähernd seriengleiches Verbrauchsverhalten für den konventionellen Betrieb zu erwarten. Im teilhomogenen Betrieb ist ein leichter Verbrauchsnachteil zu verzeichnen. Aufgrund des verstärkten Einsatzes der internen Abgasrückführung während des teilhomogenen Brennverfahrens treten höhere Ladungswechselverluste auf. Infolge der erhöhten Gastemperaturen resultiert dies zusätzlich in einer reduzierten Gasfüllung im Zylinder. In Summe führen diese Zustände zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades der Verbrennung. Die Verbrennungsregelung kompensiert dies automatisch über eine Kraftstoffmehreinspritzung. Abhilfe könnte an dieser Stelle eine zweistufige Aufladung leisten.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Bei modernen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ermöglichen die Methoden der Aufladung und Abgasrückführung bei gleichzeitiger Leistungssteigerung eine Reduktion der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs. Die weitere gesetzliche Herabsenkung der Abgasgrenzwerte für Stickoxid- und Rußpartikelemissionen erfordert die systematische Weiterentwicklung des dieselmotorischen Brennverfahrens. Als aussichtsreich und vielversprechend gelten teilhomogene Brennverfahren, die eine kombinierte Schadstoffreduktion ermöglichen. Der teilhomogene Dieselmotorbetrieb kann nicht im gesamten Motorkennfeld zufriedenstellend realisiert werden. In Richtung Hoch- und Vollast ist somit ein Brennverfahrenswechsel zum konventionellen Betrieb unumgänglich. Zur Darstellung der Anforderungen verschiedener Brennverfahren im dynamischen Motorbetrieb sind flexible Regelungsstrategien erforderlich, die mit Hilfe variabler Einspritz- und Gaswechselaktuatorik eine einspritzbasierte und thermodynamische Verbrennungssteuerung ermöglichen.

Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines ganzheitlichen Konzepts zur zylinderindividuellen Regelung des Gaszustands im Brennraum. Dieses Konzept wird mit einer einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung kombiniert und in ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement integriert. Des Weiteren werden die wichtigsten Funktionalitäten eines vollvariablen Ventiltriebs zur dynamischen Gaszustandsbeeinflussung verwendet. Ziel ist es, mit den neuen serientauglichen Regelungs- und Modellansätzen verschiedene Dieselmotorbrennverfahren im stationären und transienten Betrieb sicher darzustellen und Potenziale zur Rohemissionssenkung aufzuzeigen.

Das entwickelte Konzept umfasst eine hierarchische Regelungsstruktur zur individuellen Einstellung der brennverfahrensrelevanten Zustandsgrößen Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Brennraum. Ein weiterer Teil des Konzepts ist eine zylinderindividuelle Gaszustandsmodellierung auf Basis des Zylinderdrucks zur Erfassung externer und interner Zustandsgrößen. Das neue Regelungskonzept integriert neben den konventionellen Gassystemstellern auch die Möglichkeiten eines vollvariablen Ventiltriebs. Aufgrund einer physikalischen Sollwertzuordnung ergibt sich ein erweiterbarer, modularer Aufbau. Funktional zusammenwirkende Stellelemente sind

innerhalb der Hierarchie zu Funktionsgruppen mit übergeordneten Koordinatoren zusammengefasst. Die Sollwerte für die Hauptführungsgrößen und Verteilungsfaktoren werden zentral durch den Zylinderkoordinator auf oberster Ebene vorgegeben. Innerhalb dieser kaskadierten Struktur werden in den Teilregelkreisen modellbasierte Führungsgrößenvorsteuerungen und lineare PI-Regler zur Verbesserung des Folgeverhaltens eingesetzt.

Das Gesamtkonzept wurde mit einem Rapid-Prototyping-System umgesetzt und detailliert am Vollmotorprüfstand getestet. Die Erprobung umfasste neben der Beurteilung der Genauigkeit des Gaszustandsmodells auch die Untersuchung des Regelverhaltens für den konventionellen und teilhomogenen Dieselmotorbetrieb im FTP75 Testzyklus. In beiden Betriebsarten konnte mit dem Regelungskonzept eine Gleichstellung der Zylinder bezüglich der Zustandsgrößen Gasmasse und Sauerstoffgehalt erreicht werden. Besonders im teilhomogenen Betrieb und während der Brennverfahrenswechsel zeigten sich in Verbindung mit der Verbrennungsregelung die Vorteile des neuen Konzepts für einen stabilen Motorbetrieb. Des Weiteren konnten mit dem neuen Regelungskonzept Potenziale für eine Rohemissionssenkung im konventionellen Betrieb aufgezeigt werden. Während des teilhomogenen Betriebs wurde erwartungsgemäß eine signifikante Reduktion von Stickoxiden und Rußpartikeln bei moderatem Geräuschverhalten dargestellt. Anhand der Untersuchungen wurde nachgewiesen, dass die zündverzugsdefinierenden Zustandsgrößen Gasmasse und Sauerstoffgehalt im Zylinder als Führungsgrößen für alternative Brennverfahren zielführend sind. Des Weiteren wurde mit dem vorgestellten Konzept die Machbarkeit für den geregelten Einsatz eines vollvariablen Ventiltriebs zur dynamischen Gaszustandsbeeinflussung dargestellt.

Neben den Potentialnachweisen im gezeigten konventionellen und teilhomogenen Dieselmotorbetrieb sind weitere Anwendungen denkbar. Anhand geänderter Sollwerte können beispielsweise ein verbessertes Kaltstart- und Warmlaufverhalten sowie optimierte Regenerationsphasen der Abgasnachbehandlungskomponenten ermöglicht werden. Aufgrund der modularen Struktur ist die funktionale Integration einer zweistufigen Aufladung sowie die synchrone Kopplung mit dem Einspritzsystem gegeben. Für einen möglichen Serieneinsatz wird es erforderlich sein, das Konzept auf einen Motor mit mechanisch vollvariablem Ventiltrieb [78, 44] zu übertragen.

Auf dem Weg zur nächsten Dieselmotorgeneration mit niedrigsten Emissionen stellen die neu entwickelten Regelungsstrategien richtungsweisende Ansätze dar. Die Ergebnisse dieser Arbeit liefern somit einen Beitrag zur weiteren Optimierung des Dieselmotors.

Literaturverzeichnis

- [1] Adolph, D., Busch, H., Pischinger, S., Kolbeck, A., Lamping, M. und Körfer, T.: *Modernes Dieselmotorenverfahren: Günstige Motorrohmissionen bei verbessertem Verbrauchsverhalten*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Januar 2008.
- [2] Akihama, K., Takatori, Y., Inagaki, K., Sasaki, S. und Dean, A.M.: *Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature*. SAE Technical Paper Series (2001-01-0655), 2001.
- [3] Alfieri, E.: *Emissions-Controlled Diesel Engine*. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2009.
- [4] Arcoumanis, C. und Kamimoto, T. (Hrsg.): *Flow and Combustion in Reciprocating Engines*. Springer-Verlag, Berlin, 2008.
- [5] Arnold, J.F., Langlois, N., Chafouk, H. und Trémoulière, G.: *Control of the air system of a diesel engine: A fuzzy multivariable approach*. IEEE International Conference on Control Applications, München, 2006.
- [6] Bessai, C., Stölting, E., Gratzke, R. und Predelli, O.: *Regelung des Luftpfads eines Dieselmotors mit zweistufiger Abgasurboaufladung*. AUTOREG, VDI Berichte Nr. 2009, 2008.
- [7] Blumenröder, K., Buschmann, G., Kahrstedt, J., Sommer, A. und Maiwald, O.: *Variable Ventiltriebe in Pkw-Dieselmotoren - Potentiale, Grenzen und Realisierungschancen*. 27. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2006.
- [8] Deuble, P.: *Umsetzung und Erprobung einer modellbasierten Turboladervorsteuerung*. Bachelorarbeit, Hochschule Esslingen, 2009.
- [9] DieselNet, 2010.
<http://www.dieselnet.com/standards/cycles/ftp75.html>.
- [10] DIN 1940: *Hubkolbenmotoren: Begriffe, Formelzeichen, Einheiten*, 1976.
- [11] Dockhorn, M.: *Regelungskonzept zur energieeffizienten Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren*. Dissertation in Vorbereitung, Universität Magdeburg, 2011.

- [12] Eitel, J., Kramer, W. und Pantow, E.: *Ladeluftkühlung: Neue Systeme und Komponenten*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, September 2003.
- [13] ETAS Group, 2010.
<http://www.etas.com>.
- [14] Figer, G.: *Homogene Selbstzündung und Niedertemperaturbrennverfahren für direkteinspritzende Dieselmotoren mit niedrigsten Partikel- und Stickoxidemissionen*. Dissertation, Technische Universität Graz, 2003.
- [15] Figer, G., Pirker, G., Wimmer, A. und Jauk, T.: *Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor*. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003.
- [16] Fischer, S.: *Untersuchung des Effekts einer Höchstdruckeinspritzung auf die Ruß/NO_x-Emissionen bei hoher Last in einem Pkw-Dieselmotor*. 1. Wissenschaftssymposium Automobiltechnik, Magdeburg, 2009.
- [17] FVV-Projekt Nr. 740 „Restgasmodell - Entwicklung eines allgemeingültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren“, 2002. Abschlussbericht.
- [18] FVV-Projekt Nr. 808 „Homogene Dieselverbrennung - TP1“, 2006. Abschlusspräsentation.
- [19] FVV-Projekt Nr. 876 „Modellierung Zündverzug Diesel“, 2007. Abschlussbericht.
- [20] FVV-Projekt Nr. 997 „Verbrennungsregelung“, in Bearbeitung, Universität Stuttgart, 2010.
<http://www.ivk.uni-stuttgart.de/IVK/index.php?id=565>.
- [21] Gatellier, B., Ranini, A. und Castagné, M.: *Neue Entwicklungen des NADI Konzepts zur Verbesserung des Kennfeldbereiches, der Abgas-Emissionen und der Lärmentwicklung*. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2004.
- [22] Groenendijk, A.: *Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselverbrennung*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2003.
- [23] Gulde, F. P., Schmid, L. und Frieß, W.: *Variable Steuerzeiten - eine Möglichkeit, die Emissionen von Pkw-Dieselmotoren zu reduzieren?* 4. Emission Control, Dresden, 2008.

- [24] Haas, S., Bargende, M. und Berner, H. J.: *Ideal homogeneous combustion versus partly homogeneous combustion for PC diesel engines*. SAE Technical Paper Series (2007-24-0016), 2007.
- [25] Haas, S. F.: *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teil-homogener Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [26] Hadler, J., Rudolph, F., Dorenkamp, R., Stehr, H., Düsterdiek, T., Hilzenderger, J., Mannigel, D., Kranzusch, S., Veldten, B., Kösters, M. und Specht, A.: *Der neue 2.0l TDI-Motor von Volkswagen zur Erfüllung niedrigster Abgasgrenzwerte*. 29. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2008.
- [27] Henle, A.: *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*. Dissertation, Technische Universität München, 2006.
- [28] Jankovic, M., Jankovic, M. und Kolmanovsky, I.: *Constructive Lyapunov Control Design for Turbocharged Diesel Engines*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000.
- [29] Jeschke, J.: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motor-managements für PKW-Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Magdeburg, 2002.
- [30] Jeschke, J., Lang, T., Wendt, J., Mannigel, D., Henn, M. und Nitzke, H. G.: *Verbrennungsgeregeltes Motormanagement für direkteinspritzende Dieselmotoren*. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2007.
- [31] Jung, M.: *Applizierbare modellbasierte Regelung eines aufgeladenen Dieselmotors*. AUTOREG, VDI Berichte Nr. 1828, 2004.
- [32] Karlsson, M., Ekholm, K., Strandh, P., Johansson, R., Tunestål, P. und Johansson, B.: *Closed-Loop Control of Combustion Phasing in an HCCI Engine using VVA and Variable EGR*. 5. IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Aptos, CA, USA, 2007.
- [33] Kawamoto, K., Araki, T., Shinzawa, M. und Kimura, S.: *Combination of Combustion Concept and Fuel Property for Ultra-Clean DI Diesel*. SAE Technical Paper Series (2004-01-1868), 2004.
- [34] Keller, J., Köglsperger, C. und Leiber, T.: *Der Rotatorische Ventiltrieb (RVT) - ein vollvariabler, elektromechanischer Ventiltrieb zur Betätigung von Gaswechselventilen*. Variable Ventilsteuerung, Haus der Technik, 2009.
- [35] Kiencke, U. und Nielsen, L.: *Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle*. Springer-Verlag, Berlin, 2. Aufl., 2005.

- [36] Küntscher, V. und Hoffmann, W. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugmotoren: Auslegung und Konstruktion*. Vogel Buchverlag, Würzburg, 4. Aufl., 2006.
- [37] Kohlhase, M. und Isermann, R.: *Modellbasierte Regelung der homogenen Dieselerverbrennung*. 1. Automobiltechnisches Kolloquium, München, 2009.
- [38] Kohlhase, M., Pfeil, K. v. und Isermann, R.: *Brennraumdruckbasiertes Motormanagement für Pkw-Dieselmotoren*. 6. Symposium „Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“, Berlin, 2009.
- [39] Kopp, C.: *Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Magdeburg, 2006.
- [40] Kotman, P., Bitzer, M. und Kugi, A.: *Flatness-Based Feedforward Control of a Diesel Engine Air System with EGR*. 6. IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, München, 2010.
- [41] Körfer, T., Herrmann, O. E., Lamping, M., Ruhkamp, L., Pischinger, S. und Schnorbus, T.: *Zukünftige, robuste Regelkonzepte zur Emissionskontrolle bei Dieselmotoren in hochdynamischen Testzyklen*. 28. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2007.
- [42] Lamping, M., Körfer, T., Kolbeck, A. und Adolph, D.: *Variabler Ventiltrieb beim DI-Diesel: Eine neue Funktionalität zur gezielten Steuerung der Ladungsbewegung*. Variable Ventilsteuerung, Haus der Technik, 2009.
- [43] Lamping, M., Körfer, T. und Pischinger, S.: *Zusammenhang zwischen Schadstoffreduktion und Verbrauch bei Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Januar 2007.
- [44] Lancefield, T., Lawrence, N., Ahmed, A. und Hamouda, H. B. H.: *„VLD“ a flexible, modular, cam operated VVA system giving variable valve lift and duration and controlled secondary valve openings*. SIA Conference on Variable Valve Actuation, Rueil, 2006.
- [45] Larink, J.: *Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Magdeburg, 2005.
- [46] Lunze, J.: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer-Verlag, Berlin, 8. Aufl., 2010.
- [47] Nitsche, R., Bleile, T., Birk, M., Dieterle, W. und Rothfuß, R.: *Modellbasierte Ladedruckregelung eines PKW-Dieselmotors*. AUTOREG, VDI Berichte Nr. 1828, 2004.

- [48] Nitzke, H. G. und Rebohl, T.: *Simulation und Realisierung von Abgasrückführkonzepten für Dieselmotoren*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2000.
- [49] Nöthen, C.: *Strategien zur Gassystemregelung von Pkw-Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Magdeburg, 2010.
- [50] Otte, R., Raatz, T. und Wintrich, T.: *Homogene Dieselverbrennung Herausforderung für System, Komponenten und Kraftstoff*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Dezember 2008.
- [51] Piewek, J.: *Zeitlich hochauflösende echtzeitfähige Brennraumsimulation*. AUTOREG, VDI Berichte Nr. 2009, 2008.
- [52] Pinel, L.: *Development of a real-time capable Gas-System-Model, with integration of new sensors*. Masterarbeit, Hochschule Esslingen, 2010.
- [53] Pischinger, R., Klell, M. und Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer-Verlag, Wien, 2. Aufl., 2002.
- [54] Pischinger, S., Schnitzler, J., Wiartalla, A. und Scholz, V.: *Untersuchungen zum Einsatz eines NO_x-Speicher-katalysators in Pkw-Dieselmotor*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, März 2003.
- [55] Predelli, O., Däubler, L., Stölting, E., Brauer, M. und Sommer, A.: *Regelungstechnische Herausforderungen an die Dieselmotor-Steuerung in transienten Betriebszuständen*. 7. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2007.
- [56] Rückert, J., Kinoo, B., Krüger, M., Schloßer, A., Rake, H. und Pischinger, S.: *Simultane Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Pkw-Dieselmotor*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, November 2001.
- [57] Reinschke, K.: *Lineare Regelungs- und Steuerungstheorie*. Springer-Verlag, Berlin, 2006.
- [58] Richert, F.: *Objektorientierte Modellbildung und Nichtlineare Prädiktive Regelung von Dieselmotoren*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2005.
- [59] Ryan, T. W. und Callahan, T. J.: *Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel*. SAE Technical Paper Series (961160), 1996.
- [60] Sams, T., Neunteufl, K. und Bürgler, L.: *Regelung eines PKW-Dieselmotors mit alternativer Verbrennung*. 10. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2005.

- [61] Sasaki, S., Kobayashi, N., Hashimoto, Y., Tanaka, T. und Hirota, S.: *Neues Verbrennungsverfahren für ein „Clean Diesel System mit DPNR“*. MTZ Motor-technische Zeitschrift, November 2002.
- [62] Schiemenz, R.: *Entwicklung eines zylinderindividuellen Gaszustandsmodells für Pkw-Dieselmotoren mit vollvariablem Ventiltrieb*. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2009.
- [63] Schloz, E.: *Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2003.
- [64] Schumacher, W.: *Vorlesungsskript Regelungstechnik I (Nichtlineare Regelungen)*. Institut für Regelungstechnik, Technische Universität Braunschweig, 2009.
- [65] Schwarte, A., Schneider, D., Nienhoff, M., Kopold, R., Kornienko, A., Koops, I. und Birkner, C.: *Physikalisch-modellbasierte Regelung des Luftpfads von Dieselmotoren für zukünftige Anforderungen*. AUTOREG, VDI Berichte Nr. 1931, 2006.
- [66] Schwarzmann, D., Nitsche, R. und Lunze, J.: *Diesel Boost Pressure Control using Flatness-Based Internal Model Control*. SAE Technical Paper Series (2006-01-0855), 2006.
- [67] Schwarzmann, D., Nitsche, R., Lunze, J. und Schmidt, M.: *Nonlinear Multivariable Robust Internal Model Control of a Two-staged Turbocharged Diesel Engine*. 5. IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Aptos, CA, USA, 2007.
- [68] Schwenger, A., Hinrichsen, U., Henn, M. und Heimermann, C.: *Einsatz eines vollvariablen elektromotorischen Ventiltriebs am Verbrennungsmotor*. Elektronik im Kfz, VDI Berichte Nr. 2000, 2007.
- [69] SFB 686 „Modellbasierte Regelung der homogenisierten Niedertemperatur-Verbrennung“, in Bearbeitung, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Universität Bielefeld, 2010.
<http://www.sfb686.rwth-aachen.de>.
- [70] Simani, S. und Bonfè, M.: *Fuzzy Modelling and Control of the Air System of a Diesel Engine*. Advances in Fuzzy Systems, 2009.
- [71] Spicher, U., Velji, A., Anca, R. und Wagner, U.: *Homogene Dieselerbrennung mit innerer und äußerer Gemischbildung*. 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2003.

- [72] Staub, P., Grimm, M., Pivec, R., Eichlseder, H. und Schaffer, K.M.: *Neue Potenziale für den Dieselmotor durch erweiterte Variabilitäten*. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003.
- [73] Stegemann, J., Meyer, S., Rölle, T. und Merker, G. P.: *Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Februar 2004.
- [74] Steiger, W., Jelitto, C. und Schmerbeck, S.: *GCI und CCS - Zwei neue Brennverfahren von Volkswagen*. 29. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2008.
- [75] Steiger, W. und Kohnen, C.: *Neue Brennverfahren auf Basis einer neuen Kraftstoffspezifikation*. 27. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2006.
- [76] Stein, J. O., Friedrich Wirbeleit, M. D. und, Kopp, C. und Benz, C.: *Homogene Dieselmotorische Verbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen*. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2004.
- [77] Tomoda, T., Ogawa, T., Ohki, H., Kogo, T., Nakatani, K. und Hashimoto, E.: *Improvement of Diesel Engine Performance by Variable Valve Train System*. 30. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2009.
- [78] Tonetti, M., Bernard, L., Canino, G. und Ruggiero, A.: *MultiAir electro-hydraulic valve control technology potential on diesel engines for Euro 6 passenger car applications*. SIA Diesel Engine Conference, Rouen, 2010.
- [79] Utkin, V., Chang, H. C., Kolmanovsky, I. und Cook, J.: *Sliding Mode Control for the variable geometry turbocharged diesel engines*. American Control Conference, Chicago, IL, USA, 2000.
- [80] Weberbauer, F., Müller, J. und Otte, R.: *Einsatz eines variablen Ventiltriebs zur Optimierung von Dieselmotorenverfahren*. Variable Ventilsteuerung, Haus der Technik, 2007.
- [81] Weigand, A., Atzler, F., Kastner, O. und Rotondi, R.: *Combustion strategies for EU6 and beyond in small D.I. Diesel engines*. 4. Emission Control, Dresden, 2008.
- [82] Weiskirch, C.: *Reduktion von NOx- und Partikelemissionen durch (teil-) homogene Dieselmotorenverfahren*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2007.
- [83] Weiskirch, C. und Eilts, P.: *(Teil-) Homogene Dieselmotorenverfahren*. 5. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen, Ludwigsburg, 2008.

- [84] Weiskirch, C. und Müller, E.: *Advances in Diesel Engine Combustion: Split Combustion*. SAE Technical Paper Series (2007-01-0178), 2007.
- [85] Yoshinaka, T., Nakagome, K. und Niimura, K.: *Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion With Extremely Early Staged Fuel Injection*. SAE Technical Paper Series (961163), 1996.

Symbolverzeichnis

Abkürzungen und Indizes

AGR	Abgasrückführung
AK	Abgasklappe
ASB	Ansteuerbeginn des Injektors
ASCET	Advanced Simulation and Control Engineering Tool
AV	Auslassventil
BB	Brennbeginn
BIN5 / LEV2	US-amerikanische Abgasstufe
CAN	Controller Area Network
CCS	Combined Combustion System
DCCS	Dilution Controlled Combustion System
DeNOx	Stickoxidspeicher-katalysator, Entstickungsstrategie
DHC	Delayed Homogeneous Combustion
DK	Drosselklappe
DPF	Dieselpartikelfilter
DZA	Digitale Zylinderdruckanalyse
EB	Einspritzbeginn
ECI	EGR Controlled Ignition
EDC	Electronic Diesel Control
ES1000	Rapid-Prototyping-System
ETK	Emulator-Tastkopf-Schnittstelle
EU4/5/6	EU - Abgasemissionsstandards (Stufe 4, 5 und 6)
EV	Einlassventil
F	Filter
FES	Frühes-Einlass-Schließt
FTP75	US-amerikanischer dynamischer Testzyklus
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection

HD	Hochdruck
HPLI	Highly Premixed Late Injection
IIR-Filter	Infinite Impulse Response Filter
IMC	Internal Model Control
INCA	Integrated Calibration and Application Tool
KK	Korrelationskoeffizient
KONV	Konventionelle Dieselerbrennung
KW	Kurbelwinkel
LE	Leistungselektronik
LSU	Breitband-Lambda-Sonde
LTC	Low Temperature Combustion
MIMO	Multiple-Input Multiple-Output
MISO	Multiple-Input Single-Output
NADI	Narrow Angle Direct Injection
ND	Niederdruck
Nissan MK	Nissan Modulated Kinetics
NO _x	Stickoxide
NW	Nockenwelle
PID	Proportional Integral Derivative
PM	Rußpartikel
PREDIC	Premixed Lean Diesel Combustion
PST	Prüfstand
PWG	Pedalwertgeber
RS	Rücksaugen
SC	Split Combustion
SERIE	Seriendieselerbrennung
SES	Spätes-Einlass-Schließt
SISO	Single-Input Single-Output
T _t	Totzeitglied
TDI	Turbo Direct Injection
THDV	Teilhomogene Dieselerbrennung
TV	Tastverhältnis
UT	Unterer Totpunkt
VL	Vorlagern

VSG	Ventilsteuergerät
VTG	Variable Turbinengeometrie
VVA	Variable Valve Actuation
VVT	Vollvariabler Ventiltrieb

Formelzeichen

(i)	Zylinderzähler (1 bis 4)
(j)	Gaswechselventilzähler (1 bis 4)
Δp_{ND} [mbar]	Differenzdruck über Niederdruck-AGR-Ventil
$\Delta r_{AGR(i)}$ [1]	Regelanteil AGR-Rate je Zylinder
Δt [ms]	Globale Zündverzugszeit
\dot{m} [kg/h]	Massenstrom durch eine Drosselstelle
\dot{m} [mg/°KW]	Massenstrom durch ein Gaswechselventil
\dot{m}_{DK} [kg/h]	Massenstrom durch die Drosselklappe
$\dot{m}_{eAGR_{HD}}, \dot{m}_{HD}$ [kg/h]	Externer Hochdruckabgasrückführmassenstrom
$\dot{m}_{eAGR_{ND}}, \dot{m}_{ND}$ [kg/h]	Externer Niederdruckabgasrückführmassenstrom
\dot{m}_{Ein} [kg/h]	Angesaugter Gasmassenstrom aus dem Saugrohr in den Zylinder
\dot{m}_{Ref} [kg/h]	Referenzmassenstrom vom Prüfstand
\dot{Q} [J/°KW]	Heizverlauf
λ, λ_{Abg} [1]	Lambda-Wert im Abgas
λ_L [1]	Luftverhältnis
λ_{O_2} [1]	Sauerstoffverhältnis
ν_{int} [1]	Aufteilungsfaktor der Zylinder-AGR-Rate
ν_{ND} [1]	Aufteilungsfaktor der externen AGR-Rate
ν_{VL} [1]	Aufteilungsfaktor der internen AGR-Rate auf Vorlagern und Rücksaugen
Π [1]	Druckverhältnis aus zwei Zylinderdruckwerten
π [1]	Druckverhältnis an einer Drosselstelle
π_{DK} [1]	Druckvorhalt über Drosselklappe
π_{krit} [-]	Kritisches Druckverhältnis an einer Drosselstelle
π_{VT} [1]	Druckvorhalt über Ventiltrieb
Ψ [1]	Durchflussfunktion an einer Drosselstelle
ρ_{Sgr} [kg/m³]	Saugrohrdichte

$\tau_Z(\varphi)$ [ms]	Lokale Zündverzugszeit
ε_{eff} [-]	Effektives Verdichtungsverhältnis
ε_{geo} [-]	Geometrisches Verdichtungsverhältnis
κ [-]	Isentropenexponent
φ, φ_{KW} [°KW]	Aktueller Kurbelwinkel
φ_{AOE} [°KW]	Winkellage des Auslass-Öffnet-Zeitpunkts
φ_{AQ50} [°KW]	Verbrennungsschwerpunktlage (Lage des 50% Wertes des integralen Heizverlaufs)
φ_{ASB} [°KW]	Ansteuerbeginn des Injektors
φ_{AS} [°KW]	Winkellage des Auslass-Schließt-Zeitpunkts
φ_{EOE} [°KW]	Winkellage des Einlass-Öffnet-Zeitpunkts
$\varphi_{ESR(i)}$ [°KW]	Regelanteil Winkellage des Einlass-Schließt-Zeitpunkts je Zylinder
φ_{ESV} [°KW]	Vorsteuerwert Winkellage des Einlass-Schließt-Zeitpunkts
φ_{ES} [°KW]	Winkellage des Einlass-Schließt-Zeitpunkts
φ_{NW} [°KW]	Aktuelle Nockenwellenposition
φ_{UT} [°KW]	Bezugswinkel
φ_{VOE} [°KW]	Winkellage des Ventil-Öffnet-Zeitpunkts
φ_{VS} [°KW]	Winkellage des Ventil-Schließt-Zeitpunkts
ξ [1]	Verteilungsfaktor für den Gesamtdruckvorhalt
A_{eff} [m ²]	Effektive Querschnittsfläche an Drosselstellen
$A_{iAGR_{VL/RS}}$ [mm°KW]	Flächenintegral unter der Ventilerhebungskurve für Vorlagern und Rücksaugen
C_{Kanal} [1]	Betriebspunktabhängige Einlasskanalverluste
C_{RS} [1]	Zustandsfaktor für Vorsteuerung der rückgesaugten internen AGR-Masse
C_{VL} [1]	Zustandsfaktor für Vorsteuerung der vorgelagerten internen AGR-Masse
DN [-]	Drallniveau
$dp/d\varphi_{max(i)}$ [bar/°KW]	Maximaler Druckgradient je Zylinder
e [-]	Regelabweichung im Regelkreis
$e_{\varphi(i)}$ [°KW]	Regelabweichung in der Gasmasse je Zylinder umgerechnet auf den Einlass-Schließt-Winkel
$e_{m(i)}$ [mg/Hub]	Regelabweichung in der Gasmasse je Zylinder
e_m	Mittlerer absoluter Fehler in der Modellierung

$e_{O2(i)}$ [1]	Regelabweichung im Sauerstoffgehalt je Zylinder
$e_{r(i)}$ [1]	Regelabweichung in der AGR-Rate je Zylinder
f_m	Mittlerer relativer Fehler in der Modellierung
h [mm]	Ventilhub
h_{AV} [mm]	Maximale Hubhöhe eines Auslassventils
h_{EV} [mm]	Maximale Hubhöhe eines Einlassventils
i [A]	Sollwert Ventilaktorstrom
K_p [1]	Proportionaler Verstärkungsfaktor
L_{st} [1]	Stöchiometrisches Luftverhältnis
m_{460} [mg/Hub]	Zylindergasmasse bei $\varphi=460^\circ\text{KW}$
m_{AGR} [mg/Hub]	Abgasrückführmasse
M_{eff} [Nm]	Effektives Moment
m_{Ein} [mg/Hub]	Angesaugte Gasmasse aus dem Saugrohr in den Zylinder
m_{FL} [mg/Hub]	Frischlufthmasse
$m_{iAGR_{VL/RS}}$ [mg/Hub]	Interne Abgasrückführmasse (Vorlagern, Rücksaugen)
M_{ind} [Nm]	Indiziertes Moment
m_{Kr} [mg/Hub]	Kraftstoffmasse
m_{O2} [mg/Hub]	Sauerstoffmasse
m_{RG} [mg/Hub]	Restgasmasse
m_{Zyl} [mg/Hub]	Zylindergasmasse
n [-]	Polytropenexponent
n_{FL} [mol]	Stoffmenge von Frischluft
n_{Mot} [1/min]	Motordrehzahl
n_{O2FL} [mol]	Stoffmenge von Sauerstoff
O_{st} [1]	Stöchiometrisches Sauerstoffverhältnis
$p(\varphi)$ [bar]	Aktueller Zylinderdruck
p_0, p_5 [mbar]	Umgebungsdruck
p_{100} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=100^\circ\text{KW}$
p_{180} [bar]	Druckkennwert bei $\varphi=180^\circ\text{KW}$
p_1 [mbar]	Ladedruck
p_{280UT} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei UT auf Basis p_{280}
p_{280} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=280^\circ\text{KW}$
p_2 [mbar]	Saugrohrdruck
p_{340UT} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei UT auf Basis p_{340}

p_{340} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=340^\circ\text{KW}$
p_3 [mbar]	Druck im Abgas vor Turbine
p_{460} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=460^\circ\text{KW}$
p_4 [mbar]	Druck im Abgas nach Partikelfilter bzw. vor Abgasklappe
p_{540} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=540^\circ\text{KW}$
p_{640} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=640^\circ\text{KW}$
p_{700} [bar]	Druckkennwert im Zylinder bei $\varphi=700^\circ\text{KW}$
p_{RG} [Pa]	Druckkennwert im Zylinder zur Restgasmassenberechnung
p_{Zyl} [Pa]	Druckkennwert im Zylinder zur Gasmassenberechnung
R, R_{Gas}, R_{Sgr} [J/(kgK)]	Gaskonstante der Gasmasse vor der Verbrennung
R_{460} [J/(kgK)]	Gaskonstante bei $\varphi=460^\circ\text{KW}$
r_{AGR_V} [1]	Vorsteuerwert Zylinder-AGR-Rate
$r_{AGR_{Zyl}}$ [1]	Abgasrückföhrtrate im Zylinder
r_{AGR} [1]	Abgasrückföhrtrate
$r_{eAGR(dyn)}$ [1]	(dynamische) Externe AGR-Rate
r_{FL} [1]	Frischlufttrate
r_{HD} [1]	Externe Hochdruck-AGR-Rate
r_{iAGR} [1]	Interne AGR-Rate
r_{NDSgr} [1]	Niederdruck-AGR-Rate im Saugrohr
r_{ND} [1]	Externe Niederdruck-AGR-Rate
r_{RG} [1]	Restgasrate
R_{RG} [J/(kgK)]	Gaskonstante zur Restgasmassenberechnung
s [mm]	Istwert Ventilhub im Ventilsteuergerät
T [K],[$^\circ\text{C}$]	Temperatur
t [s]	Zeit
$T(\varphi)$ [K]	Aktuelle Zylindertemperatur
T_1 [s]	Zeitkonstante
T_0 [$^\circ\text{C}$]	Umgebungstemperatur
T_{100} [K]	Temperaturkennwert im Zylinder bei $\varphi=100^\circ\text{KW}$
T_{180} [K]	Temperaturkennwert im Zylinder bei $\varphi=180^\circ\text{KW}$
T_1 [$^\circ\text{C}$]	Ladelufttemperatur nach Ladeluftköhler
T_2 [$^\circ\text{C}$]	Saugrohrtemperatur
T_3 [$^\circ\text{C}$]	Abgastemperatur vor Turbine
T'_3 [$^\circ\text{C}$]	Temperatur vor HD-AGR-Ventil

T_{460} [K]	Temperaturkennwert im Zylinder bei $\varphi=460^\circ\text{KW}$
T_4 [$^\circ\text{C}$]	Temperatur nach Partikelfilter bzw. vor Abgasklappe
T'_4 [$^\circ\text{C}$]	Temperatur vor ND-AGR-Ventil
T_{540} [K]	Temperaturkennwert im Zylinder bei $\varphi=540^\circ\text{KW}$
T_{640} [K]	Temperaturkennwert im Zylinder bei $\varphi=640^\circ\text{KW}$
T_{700} [K]	Temperaturkennwert im Zylinder bei $\varphi=700^\circ\text{KW}$
$t_{BB}(\varphi)$ [ms]	Brennbeginn
$t_{EB}(\varphi)$ [ms]	Einspritzbeginn
T_{EV} [K]	Temperaturkennwert an den Einlassventilen
T_{iAGR} [K]	Temperatur der internen AGR-Masse
T_{Mot} [$^\circ\text{C}$]	Motortemperatur (entspricht der Kühlwassertemperatur)
T_{RG} [K]	Restgastemperatur im Zylinder
T_{Zyl} [K]	Temperaturkennwert im Zyl. zur Gasmassenberechnung
u [-]	Stellgröße im Regelkreis
U_A [V]	Sollwert Ventilaktorspannung
u_R [-]	Reglerausgangsgröße im Regelkreis
u_V [-]	Vorsteuergröße im Regelkreis
v [-]	Sollgröße im Regelkreis
$V(\varphi)$ [m^3]	Aktuelles Zylindervolumen
V_{180} [m^3]	Zylindervolumen bei $\varphi=180^\circ\text{KW}$
V_{280} [m^3]	Zylindervolumen bei $\varphi=280^\circ\text{KW}$
V_{340} [m^3]	Zylindervolumen bei $\varphi=340^\circ\text{KW}$
V_{460} [m^3]	Zylindervolumen bei $\varphi=460^\circ\text{KW}$
V_{RG} [m^3]	Zylindervolumen zur Restgasmassenberechnung
V_{Zyl} [m^3]	Zylindervolumen zur Gasmassenberechnung
w [-]	Führungsgröße im Regelkreis
x [mm]	Sollwert Ventilhub im Ventilsteuergerät
x_{O_2FL} [1]	Sauerstoffgehalt der Frischluft
x_{O_2VB} [1]	Sauerstoffgehalt für eine stöchiometrische Verbrennung
$x_{O_2ZylAbg}$ [1]	Abgassauerstoffgehalt im Zylinder
x_{O_2Zyl} [1]	Sauerstoffgehalt im Zylinder
y [-]	Regel-/Istgröße im Regelkreis
$(p \cdot V/R)_{RG}$ [kgK]	Restgaskennwert

Lebenslauf

Zur Person

Name: Clemens Ludwig Knippschild
Geburtsdatum: 16. Mai 1982 in Dresden

Schulausbildung

1988 - 1991 Grundschule Breitungen/Werra
1991 - 1992 Grundschule Bad Salzungen
1992 - 2000 Staatliches Gymnasium Bad Salzungen
Abschluss: Abitur

Wehrdienst

2000 - 2001 Heeresfliegerregiment 36, Fritzlar

Studium

2001 - 2007 Technische Universität Ilmenau
Studiengang: Mechatronik
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Projektarbeit bei INA-Schaeffler KG
Diplomarbeit bei FEV Engine Technology, Inc.

Praktika und Berufstätigkeit

2004 - 2005 BorgWarner Transmission Systems GmbH, Arnstadt
Werkstudent

2005 - 2006 INA-Schaeffler KG, Herzogenaurach
Produktentwicklung/Versuch Nockenwellenverstellungssysteme
Praktikant

2006 - 2007 FEV Engine Technology, Inc., Auburn Hills, MI, USA
Diesel Department, Engine Control Software Development
Assistant Project Engineer

2008 - 2010 Volkswagen AG, Wolfsburg
Konzernforschung Antriebselektronik, Funktionen Diesel
Doktorand

seit 2011 Volkswagen AG, Wolfsburg
Entwicklung Antriebselektronik, Funktionen Diesel
Entwicklungsingenieur